

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
Ingenieros Mecánicos

TEMA:
ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE FLUENT DE ANSYS DEL
PROCESO DE EVAPORACIÓN DE LA MEZCLA DE REFRIGERANTE
600a Y NANOPARTÍCULAS DE ÓXIDO DE COBRE EN UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TUBO RECTO

AUTORES:
ALEX GABRIEL CAIZA GUALLICHICO
LUIS EDUARDO CAIZA VIVAS

TUTOR:
LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS

Quito, agosto del 2019

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Alex Gabriel Caiza Guallichico y Luis Eduardo Caiza Vivas, con documentos de identificación N° 1722667720 y N° 1723289284, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud que somos autores del trabajo de titulación intitulado “ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE FLUENT DE ANSYS DEL PROCESO DE EVAPORACIÓN DE LA MEZCLA DE REFRIGERANTE 600a Y NANOPARTÍCULAS DE ÓXIDO DE COBRE EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TUBO RECTO”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

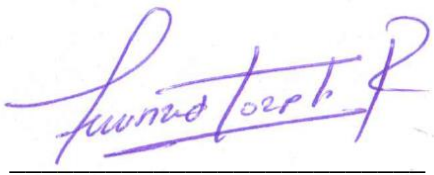
Alex Gabriel Caiza Guallichico
C.I. 1722667720

Luis Eduardo Caiza Vivas
C.I. 1723289284

Quito, agosto de 2019

DECLARACIÓN DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, “ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE FLUENT DE ANSYS DEL PROCESO DE EVAPORACIÓN DE LA MEZCLA DE REFRIGERANTE 600a Y NANOPARTÍCULAS DE ÓXIDO DE COBRE EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TUBO RECTO”, realizado por Alex Gabriel Caiza Guallichico y Luis Eduardo Caiza Vivas, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.



Luis Fernando Toapanta Ramos
C.I. 1721113759

Quito, agosto de 2019

DEDICATORIA

Este trabajo para mi titulación como Ingeniero Mecánico dedico con mucho amor y gratitud a mis padres Gabriel Caiza y Esther Guallichico que me apoyaron incondicionalmente e hicieron un inmenso sacrificio moral y económico para brindarme la posibilidad de tener una educación digna para llegar a ser un profesional responsable y de esta forma lograr tener un estilo de vida digno.

Dedico a mis abuelos que no se encuentran presentes físicamente pero siempre han sido la luz que me ha iluminado por el camino de bien y me han protegido de todo mal para llegar con bien hasta este día.

Alex Gabriel Caiza Guallichico

Dedico este proyecto de titulación a mi hijo, Luis Gabriel, quien ha sido mi motivación día a día para no desvanecer en este arduo caminar.

A mis padres Margarita Vivas y Luis Caiza, por el apoyo incondicional que me han brindado a lo largo de mi vida, por hacer de mi un ser humano con principios y valores; a mi hermana Katherine Caiza para motivarla en su vida universitaria.

A mi abuelita Salomé Jiménez por haber sido parte del apoyo económico para lograr esta meta.

A mi tío Manuel Vivas, que aunque no se encuentre aquí a mi lado sé que desde arriba del cielo me ha bendecido y protegido de todo mal.

Y en especial todo esto se lo dedico a mi hermana Pamela Caiza, quien ha hecho posible que hoy en día esté donde estoy y de quien además he recibido su apoyo moral al cien por ciento.

Luis Eduardo Caiza Vivas

AGRADECIMIENTO

Mi más grande agradecimiento es a Dios por haberme dado la oportunidad de tener unos padres ejemplares llenos de valores, virtudes y ser unos padres responsables con todos sus hijos y querer lo mejor para cada uno de nosotros.

Agradezco haber conocido a mi novia Viviana que es una mujer llena de valores y virtudes, unos de los mejores valores que aprendí de ella fue la humildad que me ayudo a ser una mejor persona y me ayudará a ser un mejor profesional.

Por último agradezco a mis hermanos Flavio Caiza, Wilmer Caiza y Joanna Caiza, a mis amigos que me brindaron su apoyo moral, su conocimiento y estuvieron en los buenos y malos momentos de mi vida universitaria.

Alex Gabriel Caiza Guallichico

Agradezco primeramente a Dios por darme la fuerza necesaria para sobrepasar las barreras que se presentaron durante todo este camino.

A mi tutor el Ing. Luis Fernando Toapanta Ramos, por guiarnos durante todo este trabajo de titulación y por los conocimientos brindados.

A mis amigos Xavier Espinoza, Alex Caiza, Gabriel Bohórquez y Vinicio Aguirre por la confianza y el apoyo brindado en el transcurso de este arduo caminar.

Luis Eduardo Caiza Vivas

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO 1.....	1
1.1. Estado del arte.....	1
1.2. Intercambiadores de calor.....	6
1.2.1. Tipos de intercambiadores de calor.....	6
1.3. Refrigerantes.....	7
1.3.1. Tipos de refrigerantes por sus componentes químicos.....	10
1.4. Nanopartículas.....	12
1.4.1. Nanopartículas de óxido de cobre (CuO).....	13
1.5. Nanorefrigerantes.....	14
1.5.1. Método de un solo paso.....	15
1.5.2. Método de dos pasos.....	16
1.6. Procesos termodinámicos.....	16
1.6.1. Evaporación.....	16
1.6.2. Ebullición.....	17
1.7. Propiedades termodinámicas de transporte.....	18
1.7.1. Conductividad térmica.....	19
1.7.2. Viscosidad.....	21
1.7.3. Densidad.....	23
1.7.4. Calor específico.....	23
1.7.5. Tensión superficial.....	23
1.8. Dinámica de fluidos computacional (CFD).....	24
1.8.1. Fluent de ANSYS.....	24
1.9. Conclusiones de capítulo.....	25
CAPÍTULO 2.....	26
2.1. Transferencia de calor.....	26

2.1.1. Balance energético en un intercambiador.....	26
2.1.2. Transferencia de calor por conducción.....	27
2.1.3. Transferencia de calor por convección.....	27
2.1.4. Número de Reynolds.....	28
2.1.5. Número de Prandtl.....	29
2.1.6. Número de Nusselt.....	29
2.2. Propiedades termofísicas del nanofluido R600a/CuO.....	30
2.2.1. Correlaciones teóricas para determinar los números de Reynolds, Prandtl y Nusselt del nanofluido.....	30
2.2.2. Correlación teórica para determinar la conductividad térmica del nanofluido.....	32
2.2.3. Correlación teórica para determinar la viscosidad del nanofluido.....	33
2.2.4. Correlaciones teóricas para determinar la densidad y el calor específico del nanofluido.....	34
2.3. Conclusiones de capítulo.....	34
CAPÍTULO 3.....	35
3.1. Propiedades físicas del intercambiador de calor tipo tubo recto.....	35
3.2. Propiedades termofísicas del refrigerante R600a.....	35
3.3. Propiedades físicas y térmicas de las nanopartículas de CuO.....	36
3.4. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo para el refrigerante R600a.....	37
3.4.1. Número de Reynolds.....	37
3.4.2. Número de Prandtl.....	37
3.4.3. Número de Nusselt.....	38
3.4.4. Coeficiente convectivo de transferencia de calor.....	38
3.5. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo para el R600a/CuO.....	39
3.5.1. Conductividad térmica.....	39

3.5.2. Viscosidad dinámica y cinemática.....	40
3.5.3. Densidad.....	40
3.5.4. Calor específico.....	41
3.5.5. Número de Peclet.....	41
3.5.6. Número de Reynolds.....	42
3.5.7. Número de Prandtl.....	42
3.5.8. Número de Nusselt.....	43
3.5.9. Coeficiente convectivo de transferencia de calor.....	43
3.6. Comparativa de gráfica número de Nusselt vs. número de Reynolds.....	44
3.7. Comparativa de gráfica coeficiente convectivo vs. flujo másico.....	44
3.8. Conclusiones de capítulo.....	45
CAPÍTULO 4.....	46
4.1. Ecuaciones predominantes de fluent de ANSYS.....	46
4.1.1. Modelo de fase discreta (DPM).....	46
4.1.2. Modelo de flujos multifásicos.....	51
4.1.3. Modelo de Evaporación-condensación.....	53
4.1.4. Modelos de turbulencia.....	54
4.1.5. Método de discretización por volúmenes finitos.....	56
4.2. Simulación en fluent de ANSYS.....	57
4.3. Análisis numérico del intercambiador de calor tipo tubo recto.....	60
4.4. Comparación del coeficiente convectivo de transferencia de calor entre el análisis analítico y numérico.....	68
4.5. Conclusiones de capítulo.....	69
CONCLUSIONES.....	71
RECOMENDACIONES.....	72
REFERENCIAS.....	73

ANEXOS.....	86
-------------	----

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Historia de los refrigerantes.....	7
Figura 2. Fases de ebullición.....	18
Figura 3. Movimiento browniano de las nanopartículas.....	19
Figura 4. Estructura de nanofluido que consta de nanopartículas, líquido a granel y nanolayers.....	20
Figura 5. Comparativa del número de Nusselt vs. número de Reynolds.....	44
Figura 6. Comparativa entre el coeficiente convectivo de transferencia de calor vs. flujo másico.....	45
Figura 7. Inyección grupal de partículas que define una distribución espacial inicial de los flujos de partículas.....	48
Figura 8. Parámetros de configuración del intercambiador de calor.....	57
Figura 9. Dimensiones del intercambiador de calor tipo tubo recto.....	58
Figura 10. Condiciones de frontera para proceso de simulación.....	58
Figura 11. Mallado de la geometría.....	59
Figura 12. Convergencia de malla.....	59
Figura 13. Contorno de fracción volumétrica del vapor para la simulación D.....	61
Figura 14. Contorno de fracción volumétrica de vapor a la entrada del intercambiador de calor, D) $v=1.3$ m/s.....	61
Figura 15. Contorno de fracción volumétrica del vapor a la salida del intercambiador de calor, D) $v=1.3$ m/s.....	62
Figura 16. Variación de la fracción volumétrica a lo largo del intercambiador de calor.....	62
Figura 17. Contorno de temperatura a la salida del intercambiador de calor, D) $v=1.3$ m/s, E) $v=0.53$ m/s.....	63
Figura 18. Variación de la temperatura en la pared superior del intercambiador de calor a lo largo del cambio de fase, D) $v=1.3$ m/s, E) $v=0.53$ m/s.....	64

Figura 19. Variación de la fracción volumétrica de vapor al variar la concentración de nanopartículas.....	65
Figura 20. Variación de la temperatura durante el proceso de evaporación.....	65
Figura 21. Variación de la conductividad térmica durante el cambio de fase.....	66
Figura 22. Contorno a la salida del tiempo de inyección de nanopartículas.....	67
Figura 23. Variación de la temperatura a lo largo de la pared superior del intercambiador de calor.....	68
Figura 24. Variación del coeficiente convectivo a lo largo del intercambiador de calor.....	69

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Aplicaciones de refrigerantes más comunes.....	11
Tabla 2. Propiedades del refrigerante R600a.....	12
Tabla 3. Propiedades químicas de la nanopartículas de CuO.....	14
Tabla 4. Dimensiones de tubo de cobre tipo K.....	35
Tabla 5. Propiedades termofísicas R600a.....	36
Tabla 6. Propiedades físicas y térmicas de las nanopartículas de CuO.....	36
Tabla 7. Valores para variables de las condiciones de frontera.....	60

RESUMEN

El propósito de este estudio es comparar analítica y numéricamente el coeficiente convectivo de transferencia de calor que existe entre el R600a puro, R600a/CuO hasta el 5 % de fracción volumétrica y el intercambiador de calor tipo tubo recto; y a su vez corroborar que las propiedades térmicas de transporte para el nanorefrigerante mejoran en comparación a las del R600a puro. Mediante un método de investigación cuantitativo a través de artículos científicos y libros, se determinaron las propiedades termofísicas y las fórmulas analíticas de las propiedades térmicas de transporte tanto para el refrigerante en estado puro como para la mezcla de R600a y nanopartículas de óxido de cobre, logrando determinar mediante los cálculos realizados la mejora de las propiedades del R600a/CuO al 5 % de fracción volumétrica. Para la simulación numérica mediante fluent de ANSYS se eligieron los modelos acordes al tipo de simulación realizada, los resultados obtenidos al variar la velocidad de entrada del flujo y la concentración de nanopartículas entre el 1 % y el 5 % determinan que el proceso de evaporación se realiza con mayor facilidad, así como también se puede reafirmar que las propiedades del R600a/CuO son mejores en comparación a las del R600a en estado puro.

Palabras clave: intercambiador de calor, R600a, evaporación, nanopartículas, nanofluidos, fluent de ANSYS.

ABSTRACT

The purpose of this study is to analytically and numerically compare the convective heat transfer coefficient that exists between pure R600a, R600a / CuO up to 5% volumetric fraction and straight tube heat exchanger; and at the same time corroborate that the thermal transport properties for the nanorefrigerant improve compared to those of the pure R600a. Through a quantitative research method through scientific articles and books, the thermophysical properties and the analytical formulas of the thermal transport properties were determined both for the pure coolant and for the mixture of R600a and copper oxide nanoparticles, achieving determine through the calculations made the improvement of the properties of the R600a / CuO at 5% volumetric fraction. For the numerical simulation using ANSYS fluent models were chosen according to the type of simulation performed, the results obtained by varying the speed of flow input and the concentration of nanoparticles between 1% and 5% determine that the evaporation process It is easier to carry out, as well as reaffirm that the properties of the mixture are much better compared to those of R600a in its pure state.

Keywords: heat exchanger, R600a, evaporation, nanoparticles, nanofluids, fluent from ANSYS.

OBJETIVOS

Objetivo general

- Analizar y simular mediante Fluent de ANSYS el proceso de evaporación de la mezcla de refrigerante 600a y nanopartículas de óxido de cobre en un intercambiador de calor tipo tubo recto.

Objetivos específicos

- Determinar las propiedades y procesos termodinámicos de evaporación para la mezcla de refrigerante R600a con nanopartículas de óxido de cobre hasta el 5 % en fracción volumétrica.
- Analizar las propiedades térmicas de transporte de la mezcla de refrigerante R600a y nanopartículas de óxido de cobre en un intercambiador de calor tipo tubo recto para la estipulación de la eficiencia global del sistema
- Simular y comparar mediante fluent de ANSYS el proceso de evaporación que ocurre en la mezcla de refrigerante R600a con nanopartículas de óxido cobre, para la estimación del coeficiente convectivo de transferencia de calor y la distribución más eficiente en los sistemas de refrigeración.

PROBLEMA Y JUSTIFICACIÓN

El problema de la falta de conocimiento del comportamiento termodinámico que se plantea en este proyecto de fin de carrera es, el análisis de la razón de transferencia de calor a través del intercambiador de tubo recto mediante simulación del proceso de evaporación de una mezcla entre refrigerante R600a y nanopartículas de óxido de cobre.

Actualmente el refrigerante R600a es el más ocupado en los sistemas de refrigeración debido a que es uno de los menos contaminantes, no produce daños al medio ambiente y es el más carente con características agresivas con el calentamiento global.

Finalmente se pretende analizar la variación de las propiedades y la eficiencia que tendrían los sistemas de refrigeración mediante la simulación de la mezcla de refrigerante R600a con nanopartículas de óxido de cobre aplicando diferentes condiciones a la mezcla.

Por lo que se plantea la siguiente pregunta: ¿será el refrigerante R600a con la mezcla de nanopartículas de óxido de cobre más eficiente que el refrigerante puro?

El avance del estudio de la termodinámica y de los diferentes ciclos de refrigeración permite realizar el respectivo estudio, analizar las diferentes propiedades de la mezcla de refrigerante R600a con nanopartículas de óxido de cobre, para de esta manera buscar la mayor eficiencia en dichos ciclos implementando diferentes fluidos de trabajo.

La capacidad y facilidad de simulación de varios softwares como fluent de ANSYS ayudará en el respectivo estudio y análisis del comportamiento de las propiedades de la mezcla.

INTRODUCCIÓN

En un comienzo, se especificarán diferentes antecedentes históricos de artículos científicos realizados y resultados obtenidos en diferentes investigaciones. Se realizará una investigación para conocer los diferentes tipos de intercambiadores de calor que existen para las diferentes aplicaciones en el ámbito cotidiano e industrial, también se investigará y detallará el comportamiento de los nanofluidos específicamente del refrigerante R600a con la mezcla de nanopartículas de óxido de cobre en un intercambiador de calor de tipo tubo recto.

Además, se realizará un desarrollo analítico para determinar el comportamiento de los diferentes parámetros que intervienen en la transferencia de calor y propiedades del refrigerante R600a en estado puro como a su vez también de la mezcla de R600a/CuO dentro de un intercambiador de calor.

Asimismo, se hará un análisis analítico que ayudará a conocer el desempeño del intercambiador de calor tipo tubo recto con refrigerante R600a y con la mezcla de R600a/CuO. Para ello se realizará el cálculo de los respectivos números adimensionales que nos permitirán conocer el coeficiente convectivo de transferencia de calor para el fluido y el nanorefrigerante.

Para el análisis numérico una de las herramientas más eficaces para la realización de la simulación es la dinámica de fluidos computacional (CFD) que permitirá analizar el comportamiento de las diversas propiedades termodinámicas tanto del R600a como del R600a/CuO, además de determinar diferentes soluciones computacionales sin recurrir a la experimentación.

CAPÍTULO 1

ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS

En el presente capítulo se investigará y detallará el comportamiento de un intercambiador de calor utilizando nanofluidos, además de conocer los diferentes tipos existentes a nivel mundial. El análisis de refrigerantes y nanofluidos, haciendo énfasis específicamente en el R600a y las nanopartículas de óxido de cobre correspondientemente. Por otra parte, se especificará el software que será utilizado para la realización de la simulación del proceso de evaporación de la mezcla de refrigerante R600a con nanopartículas de óxido de cobre. Se añadirán antecedentes históricos que ayuden a proyectarse en el tema en sí.

1.1. Estado del arte

Los intercambiadores de calor se encuentran presentes en una gran variedad de sistemas industriales con un alto grado de complejidad y son los sistemas más utilizadas para la transferencia de calor en la aplicación de varios procesos [1]. Los intercambiadores de calor PHE (intercambiadores de calor de placas) se utilizan en la mayoría de las industrias, como en las de sistemas de refrigeración y sistemas de A.C. (aire acondicionado), procesamiento de alimentos, químicos, marinos y de generación de energía. La configuración corrugada de las placas ayuda en la ampliación del área, una sección transversal de flujo más pequeña, la interrupción de la capa límite y la generación de remolinos y vórtices. Esto conduce a un rendimiento térmico notablemente mejor. La geometría compacta se presta naturalmente a la reducción de la carga de refrigerante. Este aspecto juega un papel clave en los sistemas con fluidos tóxicos e inflamables. Para diseñar una configuración adecuada para cada aplicación, es necesario que haya disponibles correlaciones de diseño confiables. Aunque hay múltiples estudios sobre correlaciones de transferencia de calor de una fase [2], [3], los estudios sobre el rendimiento de la transferencia de calor en dos fases son relativamente limitados. Se pueden lograr incrementos significativos en la eficiencia de la energía mediante la recuperación del calor rechazado a baja temperatura. Esto proporciona un incentivo para el desarrollo de intercambiadores de calor que pueden emplearse en aplicaciones que no son las unidades convencionales [4]. La transferencia de calor en dos fases en PHE, es muy diferente a la de una sola fase, ya

que esta depende de varios parámetros como la geometría de la placa, el flujo de masa, flujo de calor, calidad del vapor, espesor de la película, régimen de flujo, secado y los efectos de los lubricantes. Por lo tanto, se convierte en una tarea desafiante para obtener una correlación general que tendría en cuenta los efectos de todos estos parámetros.

Es importante distinguir entre la evaporación dentro de un tubo y un canal de intercambiador de calor de placas. A pesar de ser un proceso fundamental similar, el cambio de fase real es significativamente diferente. En general, existen principalmente tres métodos de transferencia de calor para el proceso de ebullición de flujo dentro de un tubo liso, es decir, ebullición nucleada, ebullición convectiva de dos fases y secado monofásico. Para la evaporación en el canal corrugado de un PHE, la ebullición por convección desempeña un papel dominante. Esto se atribuye a los flujos de calor más bajos y las temperaturas más cercanas [5], [6]. En la región de ebullición nucleada, el flujo de calor es el principal parámetro del cual depende el coeficiente de transferencia de calor, mientras que el régimen de convección es una función de flujo de masa y calidad del vapor. En resumen, la ebullición convectiva forzada se ha asociado con experimentos realizados en flujos de masa alta. Esto representa el caso habitual de los PHE que funcionan como evaporadores de expansión directa. Mientras que la ebullición nucleada está asociada con experimentos llevados a cabo a bajo flujo de masa [6].

Múltiples estudios se han centrado en la transferencia de calor por evaporación de R134a [7], [8] y R410A [9], [10] en un intercambiador de calor BPHE (intercambiador de placas soldadas) vertical de un solo agujero. Se ha encontrado que el coeficiente de transferencia de calor en ebullición en un tubo circular es significativamente menor que en un BPHE en condiciones de operación similares, incluso cuando el flujo de masa es relativamente más pequeño en un canal.

Huang et al. [11] investigaron la evaporación de R134a y R507a en tres unidades PHE con combinaciones de ángulo chevron de $28^\circ / 28^\circ$, $28^\circ / 60^\circ$ y $60^\circ / 60^\circ$ y realizaron un proceso de hibridación dominante en los evaporadores, para el cual el coeficiente de transferencia de calor mostró una firme dependencia del flujo de calor y una débil dependencia del flujo de masa de refrigerante, la calidad del vapor y el ángulo chevron. Por otro lado, la caída de presión por fricción de dos fases del refrigerante mostró una fuerte dependencia del flujo de masa y la calidad del vapor, y aumentó con

ángulos de chevron más altos. Adicionalmente, se observó que las pérdidas de presión por fricción con los refrigerantes probados aumentaban casi linealmente con la energía cinética por unidad de volumen. En otro esfuerzo, Longo et al. [12] fomentaron un modelado numérico puede pronosticar la ebullición nucleada y convectiva el cual consiste en una ecuación no dimensional para la ebullición por convección basada en el número de Prandtl líquido y el número de Reynolds correspondiente y una ecuación para la ebullición nucleada basada en la correlación de Gorenflo. Lee et al. [13] analizaron la ebullición del movimiento del agua en un PHE a bajo flujo de masa, en donde, el coeficiente de transferencia de calor en ebullición de flujo disminuyó con el aumento de la calidad media del vapor debido a la sequedad parcial de la película líquida a una menor calidad media del vapor. El coeficiente de transferencia de calor en ebullición del flujo aumentó al incrementar el flujo de masa a una calidad de vapor dada. La pendiente creciente del coeficiente de transferencia de calor de ebullición del flujo de acuerdo con el flujo de masa se elevó con el acrecentamiento de la calidad media del vapor debido a la evaporación por convección mejorada. Sin embargo, a un flujo de masa dado y una calidad de vapor media, el efecto del flujo de calor sobre el coeficiente de transferencia de calor de ebullición del flujo fue casi insignificante. La caída de presión por fricción de dos fases aumentó al mejorar la calidad media del vapor y el flujo de masa porque era proporcional a la energía cinética por unidad de volumen.

Ayub et al. [14] en su estudio de la correlación del número de Nusselt para la evaporación de refrigerantes típicos en intercambiadores de calor de placas estiman datos experimentales del coeficiente de transferencia de calor en los refrigerantes de uso común (amoníaco, R-134a y R-410A) dentro del rango de $\pm 30\%$. El número predicho de Nusselt se comparó con una correlación reciente que requiere parámetros complejos. La correlación propuesta mostró mejor predicción. Es válido para $313 < Re_{eq} < 12.700$, $0.000136 < Bo_{eq} < 0.0019$, $0.136 \text{ MPa} < P_{sat} < 1.445 \text{ MPa}$, $0.005147 \text{ N/m} < \sigma < 0.03 \text{ N/m}$ y $30^\circ < \beta < 65^\circ$, respectivamente.

Fatouh y El Kafafy [15] en su evaluación de mezclas de propano-butano comercial como posibles alternativas al R134a en refrigeradores domésticos deducen que no se requieren refrigerantes de hidrocarburos simples para reemplazarlo, ya que las propiedades térmicas y las presiones de operación son muy altas. Jung et al. [16] analizaron el rendimiento de una mezcla de propano/isobutano usando R290/R600a

como sustituto de R12, se utilizaron dos refrigeradores comerciales de 299 y 465 L, también describieron que la eficiencia energética y el coeficiente de rendimiento (COP) en el rango de 0.2 a 0.6 fracción de masa de propano aumenta de hasta 2.3 % en comparación con el R12; en conclusión, es probable que la mezcla de hidrocarburos propuesta sea reemplazada por CFC12/HFC134a analizada desde la conservación de energía. Los experimentos de Akash y Said [17] se llevan a cabo mediante la mezcla de GLP (60 % de R290 y 40 % de R600a) como refrigerante alternativo a R12 en un propósito doméstico con diferentes pesos, como 50, 80 y 100 g. Los resultados etiquetados de 80 g de refrigerante GLP confirmaron el excelente sustituto en la dirección de R12. Lee y Su [18] presentaron un esfuerzo de investigación en el proceso de compresión de vapor en un sistema de refrigeración con isobutano (R600a). Los componentes de expansión y transferencia de calor del sistema eran tubos capilares e intercambiadores de calor de placas, respectivamente. Las temperaturas de refrigeración se establecieron a aproximadamente 4 y -10 °C. En la aplicación de almacenamiento en frío, dos tubos capilares en paralelo dieron mejores resultados que un solo tubo. Los tamaños adecuados del tubo son entre 4 y 45 mm de longitud y 0,7 mm de diámetro interno, mientras que en la aplicación de congelación tienen entre 4.5 y 5 m de longitud y 0.6 mm de diámetro interno. Los coeficientes de rendimiento del sistema se encuentran entre 1.2 y 4.5 en la aplicación de almacenamiento en frío y entre 0.8 y 3.5 en la aplicación de congelación, que son comparables a los del sistema con R-12 y R-22 como refrigerante.

Las dispersiones homogeneizadas de partículas sólidas en nanoescala (menos de 100 μm) en un fluido base se denominan nanofluidos y fueron propuestas por primera vez por Choi y Eastman en 1995 [19]. Como un tipo especial de nanofluidos, se han introducido nanofluidos a base de refrigerantes (nanorefrigerantes) [20]. Los potenciales beneficios de las características térmicas de los nanorefrigerantes en sistemas de refrigeración han sido reportados por científicos [21]. Sin embargo, las nanopartículas pueden causar una penalización por caída de presión que a su vez afecta la eficiencia general de los intercambiadores de calor. Por lo tanto, los nanorefrigerantes podrían percibirse como una estrategia verdaderamente alentadora para mejorar la presentación de los marcos de refrigeración si las cualidades de transferencia de calor y la caída de presión de dicho medio son excepcionales.

Las investigaciones sobre las propiedades del declive de presión en los nanofluidos se han dedicado principalmente a los flujos monofásicos [22], [23], mientras que en la literatura hay muy pocos estudios que se centran en la caída de presión por cambio de fase del flujo de nanofluidos. Peng et al. [24], proporcionaron los datos experimentales de la caída de presión por fricción del flujo de nanorefrigerante R113/CuO que hierve dentro de un tubo horizontal. La caída de presión por fricción de los nanorefrigerantes fue mayor que la de los refrigerantes puros y aumentó con la concentración de nanopartículas. Sus resultados mostraron el mayor factor de impacto de las nanopartículas en baja y alta calidad de vapor ($x < 0.5$ y $x > 0.7$) en comparación con la calidad de vapor intermedia ($0.5 < x < 0.7$). Además, el factor de impacto de las nanopartículas disminuyó al aumentar el flujo de masa. Se propuso una correlación para pronosticar la disminución de presión por la respectiva fricción de la ebullición del flujo del nanorefrigerante.

Darzi et al. [25] prepararon un nanorefrigerante mediante la dispersión de nanopartículas de CuO con una fracción de masa de 0.5, 1 y 1.5 % en la mezcla de referencia de R600a con aceite poliéster (POE) para simular la condensación dentro de un tubo horizontal. Este estudio cubrió los amplios rangos de condiciones experimentales que incluyen flujos de masa de 154.6 a 265.4 kg/m²s y calidades de vapor en el rango de 0.1 a 0.8. Los resultados indican la mayor caída de presión por fricción del nanorefrigerante en comparación con la mezcla de referencia y al aumentar la concentración de nanopartículas, la caída de presión por fricción aumenta. Además, mientras va incrementando el flujo de masa o la calidad del vapor, la penalización por caída de presión disminuye. El factor de penalización máximo del 22 % se observó para el flujo de masa más bajo de 154 kg/m²s y la calidad de vapor más baja de 0.19 y la mayor fracción de masa de nanopartículas de 1.5 %. Akhaban-Behabadi et al. [26] en su investigación destacan que el factor de transferencia de calor incrementa mientras se agregan las nanopartículas de CuO a la mezcla de R600a con aceite POE. El uso de un nanofluido mejora el factor de transferencia de calor al aumentar su calidad del vapor y su flujo de masa. Se observa el mismo comportamiento para refrigerante puro y mezcla de refrigerante/aceite. Para una fracción de masa del 1.5 % de la nanopartícula, el mejoramiento de la transferencia de calor produce un 83 % ($h_{r, o, n} / h_r = 1.83$) en equiparación respecto al refrigerante puro. El incremento de la

transferencia de calor mediante adición de las nanopartículas es más eficiente en flujos de masa mucho menores.

1.2. Intercambiadores de calor

Son dispositivos que proporcionan el intercambio de energía calorífica entre diferentes fluidos a distintas temperaturas. Estos intercambiadores de calor pueden ser utilizados en una gran variedad de aplicaciones industriales, como la producción de energía, procesos, industrias químicas y alimentarias, electrónica, ingeniería ambiental, residuos [27].

1.2.1. Tipos de intercambiadores de calor

1.2.1.1. Intercambiadores de calor tubulares

Los intercambiadores de calor tubulares están contruidos con tubos circulares. Un fluido circula en el interior de los tubos y otro por el exterior de los tubos. El diámetro del tubo, cantidad de tubos, longitud, inclinación y la disposición de los tubos se pueden cambiar. Por lo tanto, hay una considerable flexibilidad en su diseño. Los intercambiadores de calor tubulares se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Intercambiadores de calor de doble tubo.
- Intercambiadores de calor de carcasa y tubos rectos.

a. Intercambiadores de calor de doble tubo

Un intercambiador de calor de doble tubo tiene dos tubos que comparten un mismo centro, por lo general están diseñados en forma de U. Además, los cambiadores de calor de doble tubería con diseño de U-bend son conocidos como intercambiadores de calor de horquilla. La disposición de la circulación del fluido es en contra de la del fluido principal. Para el uso de este tipo de intercambiadores de calor se los puede conectar ya sea en serie o en paralelo esto se hace dependiendo de la aplicación que vayan a tener. La aplicación más habitual para estos tipos de intercambiadores de calor es para tareas pequeñas que requieren, por lo general, menos de 300 ft² y son adecuadas para altas presiones y temperaturas, también para trabajos térmicamente largos [28].

b. Intercambiadores de calor de carcasa y tubos rectos

Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos están contruidos con tubos circulares armados en grandes estructuras cilíndricas con el eje del tubo paralelo a la

carcasa. Se utilizan ampliamente como enfriadores de aceite, condensadores de potencia, precalentadores en centrales eléctricas, generadores de vapor en centrales nucleares, en aplicaciones de procesos y en la industria química [28].

1.3. Refrigerantes

A un refrigerante se lo puede definir teóricamente como cualquier sustancia o fluido que sea capaz de absorber calor a bajas presiones y temperaturas, que sea capaz de liberar a la salida del intercambiador de calor a una presión mayor y a una temperatura mayor que a la entrada [29].

Es un componente libre de la corrosión el cual es el encargado del intercambio de calor entre dos o más fluidos en un sistema termodinámico con ciertas condiciones de presión y temperatura apropiadas, este elemento se puede encontrar en estado líquido o gaseoso, y tiene que ser fácilmente licuable [30].

La figura 1 muestra la historia de los refrigerantes desde la primera producción mecánica de enfriamiento en 1834 donde se usó el etil-éter. Después de eso, se aplicaron varios refrigerantes naturales como amoníaco, CO₂, hidrocarburos, entre otros.

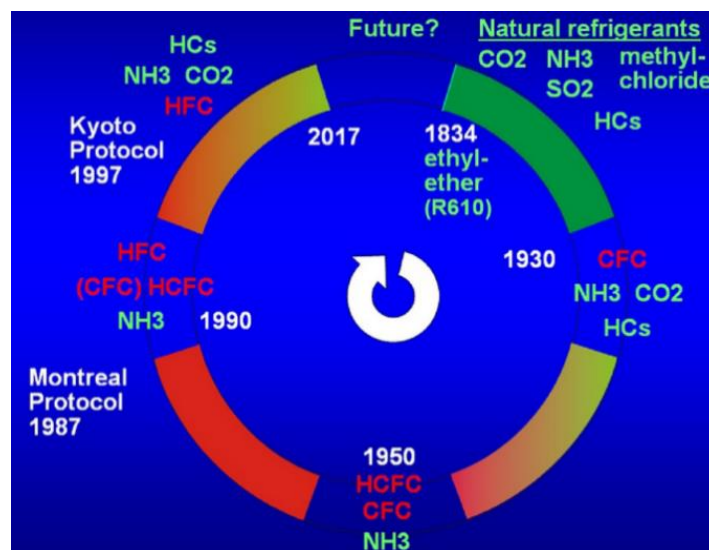


Figura 1. Historia de los refrigerantes [31]

A principios del siglo XVIII, Jacob Perkins, quien es conocido como el padre de la refrigeración, fue el primer diseñador de una máquina de refrigeración en funcionamiento y se le otorgó la primera patente de trabajo para la refrigeración [32]. Otros más adelante en el siglo XIX siguieron la invención de Perkins al desarrollar

algunas patentes más en varias máquinas y unidades de refrigeración que utilizan el éter etílico (R-610) como el primer refrigerante comercial. Era fácil sentir el efecto de enfriamiento de este refrigerante cuando uno dejaba caer el líquido en la mano. Aunque se prestó atención inicial a este refrigerante, luego se descubrió que este R610 no es adecuado para aplicaciones de refrigeración comercial debido a su efecto nocivo y al requerimiento de volúmenes de compresores mucho más grandes. Otros y más adecuados y viables refrigerantes, como amoníaco (R717), dióxido de carbono (CO_2) (R744), cloruro de etilo (R160), isobutano (R600a), cloruro de metilo (R40), el cloruro de metileno (R30) y el dióxido de azufre (SO_2) (R764), así como el aire (R-729), se introdujeron para ser utilizados en aplicaciones de refrigeración comercial [33]. Después de implementarse para aplicaciones de refrigeración, tres de estos refrigerantes se hicieron muy populares, a saber, el amoníaco para refrigeradores, refrigeradores domésticos y otras unidades pequeñas; dióxido de azufre para refrigeradores a gran escala y algunas unidades pequeñas; y dióxido de carbono esencialmente para la refrigeración de buques. En los años siguientes, se encontraron aplicaciones de gran cantidad de sustancias de forma individual y comercial con un éxito variable [34].

A principios de la década de 1930, la introducción de clorofluorocarbonos (CFC) se consideró revolucionaria en comparación con las sustancias naturales mencionadas anteriormente. Además de sus usos en sistemas de aire acondicionado y refrigerantes en sistemas de refrigeración, los CFC se han utilizado como agentes espumantes, propelentes en aerosol y solventes de limpieza desde principios de los años cincuenta. Los principales argumentos presentados a su favor fueron la total seguridad y la inocuidad del medio ambiente. Ambas afirmaciones fueron luego probadas completamente erróneas [35]. De hecho, los CFC están listados bajo los gases de efecto invernadero (GEI) que contribuyen de manera combinada al calentamiento global incremental de la misma magnitud. El GEI más abundante es el CO_2 y los otros son CH_4 , N_2O , CFC. El efecto de los CFC en el cambio climático global puede variar considerablemente, contribuyendo aproximadamente en el rango de 15 – 20 % en comparación con el 50 % del CO_2 . Varias organizaciones expresaron su preocupación por la utilización de CFC debido a su impacto inmediato en el medio ambiente a través del agotamiento del ozono estratosférico y el efecto invernadero y solicitaron acciones inmediatas para comenzar a prohibir los refrigerantes a base de CFC. Era bien sabido

que la capa de ozono estratosférico actúa como un escudo contra la dañina radiación solar UV. Hace casi dos décadas, los investigadores descubrieron que el cloro liberado por los CFC sintéticos migra a la estratósfera y extermina las moléculas de ozono y, por lo tanto, la capa de ozono que se reconoció como destrucción de la capa de ozono, conocida como uno de los mayores problemas ambientales [36].

Después de varias reuniones y negociaciones, el Protocolo de Montreal sobre "Sustancias que agotan la capa de ozono" fue finalmente acordado y firmado inicialmente por 24 naciones y la Comunidad Económica Europea teniendo como sede de la Organización de Aviación Civil Internacional en Montreal, Canadá para controlar la producción y comercio de sustancias que perjudican la capa de ozono. Fue un hito en la historia de la refrigeración para los países comenzar a prohibir los CFC en todo el mundo como resultado de sus efectos potenciales en la capa de ozono estratosférico y el efecto invernadero, a pesar del hecho de que los CFC eran conocidos como las sustancias químicas más útiles jamás desarrolladas [37]. Desde entonces, las actividades de investigación se han ampliado enormemente para realizar mediciones del nivel de ozono utilizando varios tipos de equipos terrestres o aéreos; por supuesto, más recientemente, la tecnología satelital se ha convertido en una técnica prominente para proporcionar hallazgos más precisos sobre los niveles de ozono en diferentes ubicaciones.

Hubo esfuerzos crecientes para desarrollar soluciones potenciales para reemplazar los CFC, de ninguna manera ha sido una experiencia única para la industria de la refrigeración. Se han producido problemas similares después de la liberación al medio ambiente de muchos otros productos químicos nuevos. El uso extensivo de compuestos cada vez más nuevos es uno de los grandes problemas del tiempo actual. En esta situación, no parece muy sensato reemplazar los CFC/hidroclorofluorocarbonos (HCFC) con una nueva familia de halocarburos relacionados, igualmente ajenos a la naturaleza, para ser utilizados en grandes cantidades cada año. El objetivo principal para esta contribución es clasificar los refrigerantes tradicionales y potenciales para diversas aplicaciones de refrigeración y discutir sus clasificaciones, categorías, numeraciones, composiciones químicas, criterios de selección, comportamientos de trabajo e impactos ambientales en la capa de ozono estratosférico y el efecto invernadero. Además, algunos refrigerantes secundarios y las combinaciones de refrigerantes absorbentes se clasifican y discuten

desde varias perspectivas. También se presentan varios ejemplos para mostrar su potencial y sus propiedades termofísicas y su comportamiento termodinámico [33].

1.3.1. Tipos de refrigerantes por sus componentes químicos

Los compuestos químicos siempre han estado presentes para ser utilizados como base para los refrigerantes los cuales han sido utilizados para aplicaciones industriales y para servicios particulares [38].

Con el fin de reducir el agotamiento de la capa de ozono y evitar los efectos del cambio climático, la legislación de la Unión Europea (2014) y el Acuerdo de París (2016) están enfatizando fuertemente la eliminación del uso de sustancias sintéticas dañinas. La elección de los refrigerantes naturales no hace una adición neta de los gases de efecto invernadero (GEI) en el medio ambiente. Para modernizar y modificar los sistemas de refrigeración y calefacción existentes que utilizan refrigerantes naturales, se están realizando investigaciones exhaustivas en todo el mundo. Dichas investigaciones pueden ayudar en la elección de refrigerantes alternativos para reemplazar los clorofluorocarbonos (CFC) por hidroclorofluorocarbonos (HCFC) o hidrofluorocarbonos (HFC) de manera provisional y finalmente reemplazar los HCFC o HFC por refrigerantes sintéticos y naturales de bajo potencial de calentamiento global (GWP) y ODP [39].

1.3.1.1. Clorofluorocarbonos (CFCs)

También conocidos como freones, son moléculas compuestas de carbono, cloro y flúor, son estables, lo que les permite llegar a la estratósfera sin demasiados problemas. En esta etapa, al transformarla, ayuda al exterminio de la capa de ozono [40]. Por su mayor estabilidad fisicoquímica y por no poseer toxicidad son muy utilizados como fluidos refrigerantes, agentes exteriores y propelentes para aerosoles. Se los introdujo a principio del año 1930, por ingenieros de General Motors, como sustituto de elementos peligrosos como el dióxido de azufre y el amoníaco [36]. Causan el agotamiento del ozono estratosférico, por lo tanto, están prohibidos por el Protocolo de Montreal (1987) [35].

1.3.1.2. Hidroclorofluorocarbonos (HCFCs) e hidrofluorocarbonos (HFCs)

Son hidrocarburos halogenados los cuales contienen un átomo de hidrógeno en la estructura de su molécula que permite la oxidación con mayor facilidad en la parte más

baja de la atmósfera y de esta forma disminuir el poder de destrucción de la capa de ozono. Estos hidrocarburos deberán ser reducidos en un 100% hasta enero del 2030 según el protocolo de Montreal [36]. Su desarrollo fue para utilizarlos como sustitutos de los CFCs que son gases de efecto invernadero, su producción no resulto ser tan beneficiosa como se esperaba ya que también resultan ser gases que ayudan a la destrucción de la capa de ozono [38].

1.3.1.3. *Hidrocarburos (HCs)*

Los hidrocarburos poseen en su estructura al carbono e hidrógeno unidos con diferentes tipos de enlace. Poseen muy buenas características como fluido refrigerante, su corrosión es nula.

Es un refrigerante que no aporta al efecto invernadero en gran medida y por ende no causa algún daño importante a la capa de ozono además posee un alto nivel de inflamabilidad lo cual lo limita a ciertas aplicaciones en las que se debe garantizar la seguridad física de los operarios, otro de los factores que afectan a su aplicación es que presenta altos costos de instalación y mantenimiento [38]. Una de las mejores formas de beneficiar a las condiciones de seguridad, es sustituyendo los átomos de hidrogeno por alógenos [36].

El isobutano se comercializa como refrigerante con el nombre de R600a; por su bajo potencial de calentamiento global, se está utilizando ampliamente en varios países de Europa y en Asia, como en Alemania y China.

En la tabla 1 se muestran las aplicaciones de los refrigerantes más comunes.

Tabla 1. Aplicaciones de refrigerantes más comunes [29]

	Refrigerante	Aplicaciones
CFC	R-12	Refrigeración doméstica, Aplicaciones automotriz.
	HFC / R-22	Bombas de calor, cámaras de refrigeración y de congelación
Refrigerantes transitorios	HCFC /R-401A	Refrigeración doméstica, equipo de refrigeración.
	HCFC /R-401B	Equipo de congelación, refrigeración de equipos móviles.
	HCFC /R-409B	Cámaras de congelación y cámaras de refrigeración.
Refrigerantes libres de cloro	HFC / R134A	Refrigeración doméstica y comercial.
	HFC / R404A	Cámaras de congelación y cámaras de refrigeración.

Sin lugar a duda R600a es el sucesor de los refrigerantes CFCs, HCFCs y HFCs, de estos el R134a (HFC), utilizado actualmente en Ecuador. En la tabla 2 se muestra las principales propiedades del refrigerante isobutano.

Tabla 2. Propiedades del refrigerante R600a [41]

Componente	HC-R600a Isobutano
Nombre químico	Metilpropano
Formula molecular	$(CH_3)_3CH$
Peso molecular (kg / kmol)	58.1
Punto normal de ebullición (° C)	-11.6
Temperatura crítica (° C)	135
Presión a -25° C (bar abs.)	0.58
Capacidad volumétrica a -25 / 55 / 32° C (kJ / m ³)	373
Entalpia de vaporización a -25°C (kJ / kg)	376
Calor latente a 25° C (kJ / kg)	332
Presión a +20° C (bar abs.)	3

1.4. Nanopartículas

Las nanopartículas son sinónimo de un subgénero del amplio campo de la nanotecnología. Incluyen cualquier tipo de partículas comunes o falsificadas, cuyo encarcelamiento espacial sea inferior a 100 nanómetros, en cualquier caso, dos mediciones. Los materiales fabricados con nanopartículas muestran propiedades físicas y de sustancias totalmente diferentes en contraste con los materiales volumétricos e incluso con el tamaño de grano de micras de una disposición similar. Existen varios procedimientos y estrategias que permiten que una configuración de nanopartículas sea "estimada" en cuanto a sus propiedades físicas, que así abordan los problemas de las aplicaciones explícitas [42].

Las nanopartículas metálicas tienen propiedades intrigantes específicamente con aplicaciones con respecto a diferentes regiones innovadoras. Anteriormente teníamos un fondo marcado por la utilización de nanopartículas metálicas, hasta que en 1857 Faraday realizó la investigación primaria ordenada de las nanopartículas, mostrando una investigación de la combinación y las propiedades de los coloides de oro [43]. Desde esa oportunidad hasta la fecha, se han realizado increíbles avances en el

aprendizaje de nanopartículas metálicas: se han creado diferentes estrategias para la mezcla y la fusión física, para tener la opción de estructurar sus medidas, forma, disposición y modificadores de superficie, y esto lo controlará. su conducta frente a diferentes mejoras (radiación electromagnética o reactividad compuesta, entre otras) [44].

A medida que disminuye el tamaño de las partículas, particularmente en el alcance de 1 a 10 nm, los impactos del tamaño y la superficie son progresivamente observables. Entre los impactos de tamaño más significativos, la restricción de los electrones se resolvió, y esto en las nanopartículas metálicas y semiconductoras tiene ramificaciones interesantes, al igual que la indicación de los impactos cuánticos en el material, y esto se puede ver a través de sus propiedades termodinámicas, como límite de calor. Esta es la razón por la que estos tipos de partículas se conocen como puntos cuánticos [45]. El aprendizaje de este tipo de propiedades y cualidades ha hecho posible la aplicación de nanopartículas en diferentes avances, en regiones, por ejemplo, hardware, medicamentos y catálisis, también hay diferentes zonas donde se han utilizado nanopartículas, no exclusivamente para hacer aparatos modernos o alta precisión. A pesar de que se ha destacado como una línea de necesidad en el futuro rápido, la utilización de nanopartículas (en su mayor parte metales y semiconductores) en regiones de capacidad, creación y transformación de vitalidad [46].

1.4.1. Nanopartículas de óxido de cobre (CuO)

Las nanopartículas de óxido de cobre (CuO), son partículas de metal esféricas blancas de área de alta superficie. Las partículas de óxido de cobre a nanoescala son típicamente de 1 a 30 nanómetros (nm) con área de superficie específica (SSA) en el rango de 100 - 200 m²/g [47]. El cobre es un elemento del bloque D, período 4, mientras que el oxígeno es un elemento del bloque P, período 2. Las nanopartículas de óxido de cobre aparecen como un polvo marrón-negro. Se pueden reducir a cobre metálico cuando se exponen a hidrógeno o monóxido de carbono a alta temperatura [48].

1.4.1.1. Propiedades químicas

Las propiedades químicas de las nanopartículas de óxido de cobre se describen en la tabla 3.

Tabla 3. Propiedades químicas de la nanopartículas de CuO [48]

Datos químicos	
Símbolo químico	CuO
Grupo	Cobre 11
	Oxígeno 16
Configuración electrónica	Cobre [Ar] 3d ¹⁰ 4s ¹
	Oxígeno [He] 2s ² 2p ⁴
Composición química	
Cobre	79.87 %
Oxígeno	20.10 %

1.5. Nanorefrigerantes

Los nanofluidos en los últimos años han recibido una atención considerable y han abierto nuevos caminos en varios campos de la ingeniería. Las excelentes propiedades termofísicas han permitido su utilización en los ciclos de refrigeración, lo que ha generado una mejora espectacular en términos de eficiencia energética e impacto ambiental en muchos casos [49]. Por ejemplo, Javadi y Saidur [50] indicaron que al agregar un 0.1 % de dióxido de titanio a R134a en un refrigerador doméstico genera alrededor de 10.863 MWh de ahorro de energía entre 2012 y 2030. Además, la utilización de este nanorefrigerante podría haber dado como resultado 7.47 millones de toneladas de reducción de la emisión directa e indirecta de dióxido de carbono para 2030. Posteriormente, la selección de nanorefrigerantes en el negocio de enfriamiento y en el negocio de aire acondicionado podría ser de gran ayuda para el Protocolo de Kyoto.

Los nanorefrigerantes son refrigerantes recién inventados con prometedoras propiedades térmicas, reológicas y tribológicas. Por primera vez, el concepto de nanorefrigerante fue desarrollado por Choi y Eastman [51]. Estos refrigerantes se forman mediante la dispersión de nanopartículas como el óxido de aluminio, óxido de cobre, dióxido de titanio, dióxido de silicio, cobre, titanio, aluminio y diamantes en agua, glicol, aceites y refrigerantes convencionales como R134a, R123, R141b y R600a [52], [53]. Teniendo en cuenta la forma en que los sólidos metálicos tienen una conductividad térmica y un coeficiente de movimiento de calor más alto en contraste

con los fluidos, la expansión de estas nanopartículas a los refrigerantes base mejora de manera viable la conductividad térmica de los refrigerantes [54].

Los tres factores clave más importantes, que tienen el mayor efecto sobre las propiedades de los nanorefrigerantes, son el tipo de nanopartícula, tamaño y tipo de refrigerante base. Según las observaciones, las propiedades de dos nanorefrigerantes con los mismos componentes además con diferentes diámetros de partículas pueden ser diferentes. Por ejemplo, agregar el dióxido de titanio a R141b por la fracción de volumen de 0.03 % conduce a una mayor calidad de vapor y coeficiente de transferencia de calor en comparación con la fracción de volumen de 0.01 % [55]. Uno de los principales problemas relacionados con la calidad de los nanorefrigerantes es el comportamiento de agregación de partículas, que se asocia principalmente con el tamaño de las partículas primarias, la concentración de partículas primarias y la temperatura. En consecuencia, el tamaño de partícula óptimo y la fracción de volumen pueden mejorar el rendimiento del refrigerante en términos de densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico [56].

El óxido de cobre se usa ampliamente en el campo de la catálisis, los superconductores y las cerámicas como un importante material inorgánico. El óxido de cobre de tamaño nanométrico muestra una actividad catalítica y selectiva superiores a las del polvo de óxido de cobre común. Además, en comparación con el óxido de cobre ordinario, las nanopartículas de CuO tienen propiedades físicas y químicas peculiares. Por lo tanto, las nanopartículas de óxido de cobre atraen más atención y se convierten en uno de los nanomateriales inorgánicos más utilizados. Los nanofluidos sintetizados con nanopartículas de CuO también tienen una mejor conductividad térmica en comparación con los otros nanofluidos basados en óxido metálico [57].

En general, los métodos de preparación de los nanorefrigerantes incluyen el método de uno y dos pasos.

1.5.1. Método de un solo paso

El método de un solo paso implica la síntesis de nanopartículas y su dispersión en el refrigerante base simultáneamente [58], [59]. Este método elimina las etapas de secado, almacenamiento, transporte y dispersión que pueden causar la oxidación de las nanopartículas metálicas. Sin embargo, las desventajas de este método son su costo de producción relativamente más alto y su aplicabilidad a los refrigerantes base de baja

presión de vapor solo [60], [61], [62]. Otro inconveniente es que el método funciona en modo de lote y tiene control limitado sobre varios parámetros importantes, incluido el tamaño de partícula.

1.5.2. Método de dos pasos

En este método, las nanopartículas se fabrican primero mediante diversos métodos físicos y químicos [63], [64], [65]. El polvo de nanopartículas se dispersa efectivamente en el refrigerante puro mediante mezcladores mecánicos fuertes con energía de frecuencia ultrasónica baja / alta, molienda de bolas y procesos de alta presión para crear mezclas de nanopartículas mutuamente no solubles y refrigerantes base. Este método es el más económico para producir nanorefrigerantes a gran escala, especialmente para nanopartículas de óxido (óxido de magnesio, dióxido de titanio, óxido de zinc , óxido de aluminio y dióxido de silicio) [35].

1.6. Procesos termodinámicos

1.6.1. Evaporación

La evaporación es un medio o proceso por el cual se lleva a cabo la eliminación de agua hasta llegar a convertirse en vapor. Este proceso puede darse por diferentes métodos como la adhesión de calor, baja presión atmosférica, cambios de humedad entre otros factores relacionados a los anteriores [66].

El proceso de evaporación se comprende como la operación unitaria, en este proceso se da el incremento de la acumulación de una solución de un líquido, que se conoce como solvente, y pueden estar presentes más de un soluto sólido disuelto en aquel solvente, los cuales son prácticamente no volátiles a la temperatura de operación que es la temperatura de ebullición del solvente a la presión de operación [67].

La evaporación consiste en evaporar el disolvente mediante la aplicación de calor a la solución que por lo general es agua. El calor es suministrado mediante vapor de agua (condensación) que se encuentra en contacto con una superficie metálica, con el líquido del otro lado de dicha superficie. Para la selección del equipo para adición de calor hay que tener en cuenta la agitación o circulación del líquido y entre otras configuraciones de la superficie para la transferencia de calor [68].

1.6.1.1. Evaporación natural

La evaporación natural es un proceso real en el cual un fluido pasa de un estado líquido a un estado de vapor y es dependiente fundamentalmente de la potencia que se encuentra presente en el medio a partir de la radiación basada en la luz solar [69].

1.6.1.2. Evaporación convectiva natural

La evaporación convectiva natural se da por el arrastre de calor que depende específicamente de la densidad del fluido que está en contacto con el cuerpo y de la velocidad con la que se da el movimiento, también depende de la conductividad térmica del fluido y de un diferencial térmico [70].

1.6.1.3. Evaporación convectiva forzada

La convección forzada se da por el incremento del movimiento del fluido con relación a la convección natural (ejemplo, viento), por esta consecuencia la transferencia de calor aumenta y la respectiva evaporación se da por convección forzada [70].

1.6.2. Ebullición

Este proceso de producción de vapor, llamado ebullición, se encuentra comúnmente en la vida cotidiana y en diferentes usos industriales [71]. Se origina en el contacto superficie-líquido, cuando la temperatura de saturación del líquido que está en contacto es menor que la de la superficie [72].

En el caso de que la temperatura del fluido no sea exactamente la temperatura de inmersión, el procedimiento se conoce como "subenfriamiento o ebullición local". En el caso de que el líquido se mantenga a la temperatura de inmersión, el procedimiento se conoce como "Ebullición Saturada o Global" [72].

Cuando el flujo de calor es muy alto o cuando el caudal es muy alto, se produce una nucleación de burbujas en la pared de la película; este estado se llama ebullición y vaporización por convección forzada [71].

La ebullición ocurre en una interfaz plana en contacto con el líquido cuando la temperatura del líquido se eleva lo suficiente más allá de la temperatura de emersión o saturación en la misma presión. El proceso de ebullición puede ocurrir bajo una condición de líquido quiescente, que se conoce como ebullición de la piscina; o bajo condiciones de flujo forzado, lo que se conoce como ebullición convectiva forzada.

Cuando se produce un flujo de ebullición en condiciones de flujo forzado, la transferencia de calor incorpora una contribución como de la convección y de la nucleación [73].

El proceso de ebullición de flujo es más comúnmente afectado dentro de tubos verticales, en tubos horizontales, en anillos, y en el lado externo de los diferentes tubos horizontales con el flujo local hirviendo. El coeficiente de transferencia de calor es principalmente una aplicación de la fracción de vacío de vapor, flujo de masa, flujo de calor, geometría y orientación del canal de flujo, doble fase del patrón de flujo, y las diferentes características termofísicas del fluido [74].

En la figura 2 se muestra las fases de la ebullición.

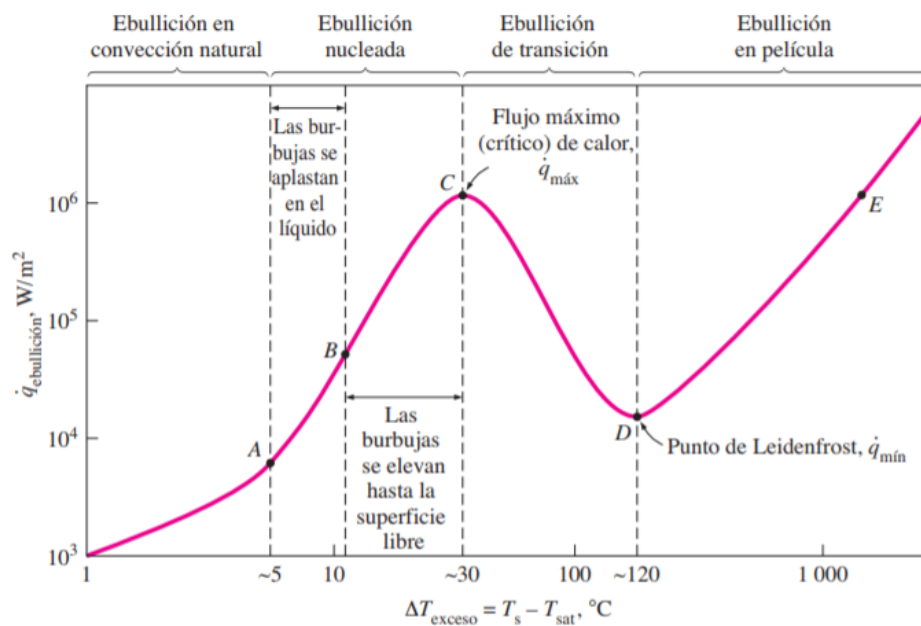


Figura 2. Fases de ebullición [75]

1.7. Propiedades termodinámicas de transporte

La incorporación de nanopartículas en el fluido base conduce a cambios en las propiedades termofísicas, como la conductividad térmica, viscosidad y calor específico las cuales afectan la transferencia de calor por convección. Diferentes nanomateriales cambian sus parámetros en diferente medida. La concentración de nanopartículas, el nivel de pureza, la forma y el tamaño de los nanomateriales son algunos de los factores principales que alteran significativamente las propiedades termofísicas.

1.7.1. Conductividad térmica

Esta propiedad térmica caracteriza la disposición de un material para dirigir calor, y se mide en unidades de $W/m \cdot K$. La conductividad térmica de los nanofluidos es generalmente más alta que la de los líquidos convencionales [76].

Se han realizado muchos experimentos, así como investigaciones teóricas, para determinar el cambio en la conductividad térmica de los nanofluidos. La adición de nanopartículas en un fluido convencional aumenta la conductividad térmica. Esto se debe al movimiento browniano (figura 3), que es un mecanismo clave que controla el comportamiento térmico de las nanopartículas: suspensiones de fluidos.

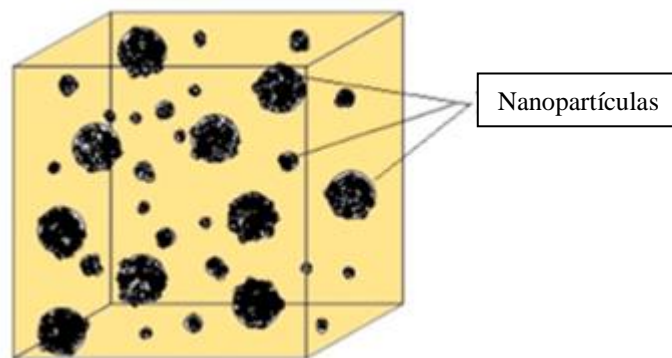


Figura 3. Movimiento browniano de las nanopartículas [77]

La segunda razón es la capa interfacial (nanocapa), es decir, las moléculas líquidas (figura 4) cerca de una superficie de partícula sólida en forma de estructuras en capas. Estas estructuras en capas actúan como un puente térmico entre las nanopartículas y un líquido a granel y aumentan la conductividad térmica. Hay poca conexión entre esta nanocapa y las propiedades térmicas de las suspensiones sólidas/líquidas. Estas moléculas en capas están presentes en un estado físico intermedio entre un líquido voluminoso y una partícula sólida. Es probable que la nanocapa de moléculas líquidas aumente la conductividad térmica más que el fluido convencional a granel [62].

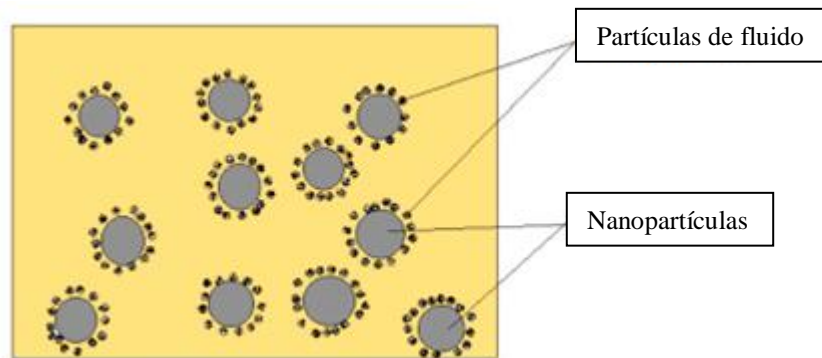


Figura 4. Estructura de nanofluido que consta de nanopartículas, líquido a granel y nanolayers [77]

A partir de múltiples investigaciones realizadas, se puede concluir que la conductividad térmica de los nanofluidos es dependiente de diversos factores como la partícula (tamaño, forma y material), material del fluido base y temperatura [78].

1.7.1.1. Tamaño de partícula

La respectiva dimensión de la partícula es un parámetro significativo que afecta la conductividad térmica de los nanofluidos. Las nanopartículas se pueden sintetizar en varios tamaños, desde 5 hasta 100 nm. Paul et al. [79] discutieron sobre el efecto del tamaño de las nanopartículas en el fluido base.

1.7.1.2. Forma de partícula

Normalmente se usan dos formas de partículas en la investigación de nanofluidos; partículas cilíndricas y partículas esféricas. Las formas cilíndricas de las nanopartículas tienen una gran proporción de longitud a diámetro. Xie et al. [80] fueron los primeros en investigar los efectos de la forma de las nanopartículas, incluidas las esféricas o cilíndricas, en el aumento de la conductividad térmica de los nanofluidos de SiC. Murshed et al. [81] también investigó el efecto de las nanopartículas de forma esférica y cilíndrica en la conductividad térmica en los nanofluidos.

1.7.1.3. Material de partículas y fluido base

Óxidos cerámicos, carburos metálicos, nitruros, metales y no metales son los diversos tipos de material de partículas que se utilizan para la preparación de nanofluidos. Los nanotubos de carbono (simples o de paredes múltiples) también se utilizan como material de partículas y tienen una alta conductividad térmica. Los fluidos de trabajo

comunes, como agua, etileno/propilenglicoles, biofluidos, refrigerantes y aceite de motor se utilizan como fluidos base para la preparación de nanofluidos para ser utilizadas de diferentes maneras en la transferencia de calor.

1.7.1.4. Temperatura

La temperatura de los nanofluidos depende de la conductividad térmica del fluido base y las partículas. El movimiento browniano y el agrupamiento de nanopartículas se encuentra perturbada por la variación de temperatura y muestra los cambios en la conductividad térmica de los nanofluidos. Yu et al. [82] examinó el mejoramiento de la conductividad térmica basada en el efecto de la temperatura de los nanofluidos que contienen nanopartículas de ZnO. La conductividad térmica de los nanofluidos aumentó con el incremento de la temperatura.

1.7.2. Viscosidad

Esta propiedad es definida como la resistencia de un líquido a fluir y se mide en términos de $\text{Pa}\cdot\text{s}$ o $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$. Cuando se dice que el agua fluye más rápido que el aceite en un vidrio inclinado significa que la viscosidad (resistencia) del agua para fluir es menor que el aceite. Los fluidos se pueden dividir en dos grupos, es decir, fluidos newtonianos y no newtonianos. La viscosidad de los nanofluidos es generalmente más alta que la de los líquidos convencionales. Con el incremento de la concentración de nanofluidos, pueden convertirse en líquidos no newtonianos [76].

La viscosidad es otro factor esencial para aplicaciones de transferencia de calor, ya que la pérdida de presión y el poder de bombeo dependen de ello. La viscosidad efectiva depende de la viscosidad del fluido tradicional utilizado como fluido base y la carga de partículas. Junto con estos, el diámetro de las partículas, la temperatura y el tipo de nanopartículas también afectan la viscosidad efectiva de los nanofluidos [83].

La viscosidad de los nanofluidos depende de muchos factores como la concentración en volumen, tamaño de las partículas, morfología, velocidad de cizallamiento y temperatura que pueden influir en la viscosidad [84].

1.7.2.1. Concentración de volumen

La concentración en volumen de los nanofluidos es el factor más importante de los medios refrigerantes, que afecta directamente la viscosidad de los

nanofluidos. Muchos investigadores han demostrado que el efecto de la viscosidad de los nanofluidos debido al porcentaje en peso de las nanopartículas aumenta con el incremento de las concentraciones de partículas. Sundar et al. [84] y Abareshi et al. [85] encontraron que la mejora en la viscosidad se debe a la concentración del volumen de partículas.

1.7.2.2. Morfología

La morfología de las nanopartículas, tanto de forma como de tamaño, puede influir en la viscosidad y el poder de bombeo del sistema de enfriamiento. Nguyen et al. [86] han considerado dos tamaños de partículas diferentes, 36 y 47 nm de Al_2O_3 y demostraron que las nanopartículas de 47 nm tienen más viscosidad que las de 36 nm.

1.7.2.3. Tasa de corte

La tasa de corte es otro parámetro, que puede influir en la viscosidad en nanofluidos no newtonianos. Halelfadl et al. [87] investigaron experimentalmente la viscosidad de los nanotubos de carbono a base de agua. Los resultados mostraron que los nanofluidos se desempeñaron como materiales de dilución por cizallamiento en altas cargas de partículas. Para un menor contenido de partículas, los nanofluidos se desempeñaron como fluidos newtonianos. También se indicó que la viscosidad relativa de los nanofluidos a alta velocidad de cizallamiento no fluctuaba con la temperatura. Yu et al. [82] examinaron el efecto de la velocidad de cizallamiento sobre la viscosidad de nanofluidos basados en etilenglicol (EG) que contienen nanopartículas de ZnO . Los resultados observaron que los nanofluidos ZnO -EG con bajas concentraciones de volumen ($\phi \leq 0.02$) exhiben comportamientos newtonianos. Para mayores concentraciones de volumen ($\phi \geq 0.03$) presenta los comportamientos no newtonianos.

1.7.2.4. Temperatura

Esta propiedad es una de las características más importantes que influyen en la viscosidad. Mena et al. [88] midieron la viscosidad del nanofluido acuoso de Al_2O_3 en el rango de temperaturas de 5 a 20 °C y las fracciones en volumen de nanopartículas por debajo del 1 % en. Los resultados indicaron que la viscosidad del nanofluido presenta un buen acuerdo dentro de este rango de baja temperatura y fracción de volumen.

1.7.3. Densidad

Esta propiedad se define como la relación de masa a volumen de una sustancia y se mide en términos de kg/m^3 [76]. La densidad es una propiedad termofísica importante y para evaluar los rendimientos de transferencia de calor de los nanofluidos, la densidad juega un papel importante. Afecta directamente el número de Reynolds, factor de fricción, pérdida de presión y número de Nusselt. Muy pocos investigadores han estudiado esta propiedad de los nanofluidos.

Pastoriza-Gallego et al. [89] estudiaron experimentalmente tres nanofluidos diferentes con dispersiones de diferentes concentraciones (0,5 % a 7 % en peso) de nanopartículas de Al_2O_3 en un fluido base (agua). Midieron la densidad para tres temperaturas (283.15, 298.15 y 313.15 K) y un rango de presión atmosférica a 25 °C. Se observó que la influencia de partículas más pequeñas en el comportamiento volumétrico es más evidente. Aunque el efecto general del tamaño fue pequeño. La densidad aumenta con la concentración de nanopartículas.

1.7.4. Calor específico

La capacidad de calor específica es una de las propiedades resaltantes y un factor muy importante en la tasa de transferencia de calor de nanofluidos. Es la porción de calor que debe ser administrada a un kilogramo de cualquier sustancia para incrementar su temperatura en 1 grado Kelvin, y se mide en unidades de $\text{J/kg}\cdot\text{K}$ [90].

Saeedinia et al. [91] investigaron experimentalmente las capacidades térmicas específicas de los nanofluidos de aceite a base de CuO con fracciones en peso de partículas de 0.2 a 2 % a diferentes temperaturas. En este experimento, los nanofluidos mostraron una capacidad de calor específico menor que la del fluido base y disminuye con el aumento del porcentaje de concentración de nanofluidos. El resultado indicó que el calor específico de los nanofluidos con una fracción del 2 % en peso fue aproximadamente un 23 % más bajo que el del fluido base a 40 °C.

1.7.5. Tensión superficial

Esta propiedad es la cantidad de fuerza por unidad de longitud que se consume con el fin de extender la superficie de un líquido al superar las fuerzas intermoleculares (medidas en unidades de N/m). La tensión superficial es un parámetro crucial en el análisis de fenómenos de transferencia de calor, como la ebullición en piscinas, ya que

afecta la humectabilidad de la superficie y el crecimiento de burbujas [92] . Sobre la medición de la tensión superficial de los nanofluidos, Ahammed et al. [93] midió la tensión superficial de los nanofluidos de grafeno/agua y mostró que al incrementar la concentración y la temperatura de los nanofluidos, la tensión superficial disminuye.

1.8. Dinámica de fluidos computacional (CFD)

El (CFD) se ha convertido en un dispositivo con una tremenda adaptabilidad, exactitud y amplia aplicación. Lo que es más, los CFD genuinos, el tipo que proporciona datos para permitirle racionalizar sus estructuras, pueden ser distantes, excepto si elige su producto con cautela. Para dejar de engañar con los resultados de CFD, necesita una programación genuina. ANSYS CFD supera los resultados subjetivos para dar expectativas cuantitativas precisas de conexiones y para líquidos [94]. Estos pensamientos descubren puertas abiertas imprevistas para su artículo, aberturas que incluso los expertos en construcción más experimentados pueden descuidar.

ANSYS Fluent y ANSYS CFX brindan resultados rápidos para todos los propósitos y aplicaciones de cualquier aplicación líquida o multifísica, con la precisión y la fuerza de conducción de la industria. Esta programación CFD genuina tiene la amplia capacidad de ejecución que se espera que aborde los problemas del plan hoy y más adelante [94].

1.8.1. Fluent de ANSYS

El software fluent de ANSYS es la herramienta de dinámica de fluidos computacional (CFD) más poderosa disponible, lo que permite ir más lejos y más rápido a medida que se optimiza el rendimiento de un producto. Fluent incorpora capacidades de visualización física bien aprobadas para transmitir resultados rápidos y exactos en el ámbito más amplio de las aplicaciones CFD y multifásicas [95].

La programación familiar de ANSYS contiene la amplia capacidad de demostración física que se espera que muestre la corriente, la perturbación, el movimiento térmico y las respuestas para aplicaciones mecánicas, desde la corriente del viento sobre el ala de una máquina voladora hasta la combustión en una parrilla, desde segmentos de bolsas de aire hasta plataformas petrolíferas, desde la corriente sanguínea hasta Fabricación de semiconductores y desde la estructura de salas limpias hasta plantas de tratamiento de aguas residuales. Familiar cubre una amplia gama, incorporando

modelos poco comunes con capacidades para mostrar ardor dentro de la cámara, aeroacústica, turbomáquinas y estructuras de múltiples fases [94].

1.9. Conclusiones de capítulo

- Como consecuencia de lo expuesto anteriormente, se puede inferir que en el transcurso del tiempo se han realizado varias investigaciones con respecto a la mejora de la eficiencia de los intercambiadores de calor, uno de los métodos investigados es el cambio del fluido de trabajo que son los refrigerantes por lo cual se han utilizado varios refrigerantes o nanofluidos que son una mezcla de refrigerante con nanopartículas, esta mezcla destaca porque aumenta el coeficiente de transferencia de calor, la calidad del vapor en el transcurso del proceso de evaporación y por consecuencia aumenta la eficiencia de los intercambiadores de calor.
- El análisis expuesto anteriormente indica que el refrigerante R600a está siendo usado en países de Europa y en Asia, es el sucesor de los refrigerantes CFCs, HCFCs y HFCs ya que tienen un bajo potencial de calentamiento global, es el sucesor del refrigerante R134a y por este motivo tendrá varios usos en el ámbito industrial como es en la línea blanca.

CAPÍTULO 2

DESARROLLO ANALÍTICO DE LAS PROPIEDADES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL REFRIGERANTE EN ESTADO PURO Y EL NANOREFRIGERANTE R600a/CuO

En el presente capítulo se realizará un análisis analítico de las propiedades de transferencia de calor y del comportamiento del refrigerante R600a y de las nanopartículas de óxido de cobre (CuO) dentro del intercambiador de calor.

Para realizar un correcto análisis matemático de refrigerante R600a con nanopartículas de óxido de cobre es necesario investigar varias ecuaciones de transferencia de calor y termodinámica, las cuales ayudarán a conocer diversos parámetros y propiedades que serán tomadas de diferentes autores para realizar los cálculos necesarios.

2.1. Transferencia de calor

Es un proceso en el cual se transfiere energía en forma de calor entre varios cuerpos, o entre diferentes partes de un solo cuerpo que están a distinta temperatura. Esta energía puede ser transferida de varias formas mediante convección, radiación o conducción. Estos procesos pueden estar presentes simultáneamente, puede darse que uno de los tres procesos sea el que predomine con relación a los otros dos [96].

2.1.1. Balance energético en un intercambiador

Primero se debe determinar la relación de energía utilizada o cedida por el vapor al área de contacto para condensar una cierta cantidad de masa de agua.

La cantidad de calor necesaria para vaporizar o condensar una masa dada de un fluido a la temperatura de saturación es [97]:

$$Q_L = mh_{fg} \quad (1)$$

Donde Q_L es la cantidad de energía [J], m es la masa [kg] y h_{fg} es el calor latente de vaporización [J/kg]. El intercambiador de calor tiene forma cilíndrica y asumiendo una densidad constante, la masa contenida en el tubo se puede expresar como:

$$m = \rho \frac{\pi L D^2}{4} \quad (2)$$

El vapor que está dentro del intercambiador de calor está en capacidad de entregar calor hacia el medio externo a través del tubo, a este calor se le conoce como calor cedido por el vapor, el cual está dado por:

$$Q_s = mc\Delta T \quad (3)$$

Donde: m es la masa de vapor dentro del tubo [kg], c es el calor específico del vapor [J/kg·°C] y ΔT es el cambio de temperatura [°C].

2.1.2. Transferencia de calor por conducción

Esta propiedad es un mecanismo de transferencia de calor que es producida como resultado de las interacciones entre varias partículas de alta energía a baja energía. La transferencia de calor por conducción puede ser observada en sólidos, líquidos y gases, donde ocurren la difusión y las colisiones durante los movimientos aleatorios de las moléculas de líquidos y gases. Sin embargo, los mecanismos de conducción tienen lugar en sólidos como las vibraciones y en el transporte de energía por medio de electrones libres. También la velocidad de la transferencia de calor a través de un medio depende de tres parámetros principales para la transferencia de calor por conducción, como el material y el espesor del medio, y la diferencia de temperatura a través del medio [98]. La velocidad de conducción del calor se define como:

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta_x} \quad (4)$$

Donde A es el área de la superficie, k es la conductividad térmica del material, $\Delta_x = L$ es el espesor del material y $\Delta_T = T_1 - T_2$ es la diferencia de temperatura a través del medio.

2.1.3. Transferencia de calor por convección

Es un tipo diferente de mecanismo de transferencia de calor entre la superficie de contacto de otro líquido o gases que se están moviendo. Existe una correlación lineal entre la tasa de transferencia de calor y el movimiento del fluido. La transferencia de calor por conducción puede ser observada en dos tipos diferentes, como la convección forzada y natural. La transferencia de calor por convección es un mecanismo complejo, que puede expresarse por la ley de enfriamiento de Newton [98].

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (5)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección $\left(\frac{W}{m^2} \cdot K\right)$, A_s es el área de superficie donde tiene lugar la transferencia de calor por convección, T_s y T_∞ son la temperatura de la superficie y del fluido respectivamente [98].

2.1.3.1. Convección natural

Se la conoce también como convección libre es producida cuando se inducen corrientes de convección debido a la fuerza de flotación que actúa sobre el fluido y tiene una variación de densidad causada por el cambio de temperatura.

La convección natural es un modo de convección común en el campo de la transferencia de calor. Esta es producida desde el fluido más que desde la presión externa o la velocidad en la convección forzada [99].

La convección natural a menudo se produce en equipos de intercambio de calor industrial, varios solenoides y la vida cotidiana debido a su universalidad y la ventaja de que no hay entrada de energía externa [99].

2.1.3.2. Convección forzada

Esta propiedad recibe el nombre de convección forzada si el líquido o fluido mediante agentes externos como bombas, ventiladores y otros es forzado a fluir sobre la superficie con la que se encuentra en contacto. Uno de los factores que es descartado por tener bajas emisividades y temperaturas de baja a moderada de las superficies en contacto es la radiación. [100].

2.1.4. Número de Reynolds

Un fluido que es conducido por el interior de un tubo puede ser definido como laminar o turbulento según las diferentes condiciones a las cuales se lo haya sometido. Este número adimensional puede ser usado para establecer el régimen del flujo, número de Reynolds está definido mediante [101]:

$$Re = \frac{\rho v_m D}{\mu} = \frac{v_m D}{\nu} \quad (6)$$

Donde μ y ν , son la viscosidad dinámica y cinemática respectivamente, v_m es la velocidad media de entrada del fluido y D es el diámetro interior de la tubería.

Para diferentes condiciones en las que es aplicado y para los rangos descritos a continuación, el régimen del flujo debe ser considerado como:

- Laminar: $Re < 2300$
- Turbulento: $Re > 2300$

2.1.5. Número de Prandtl

Es una cantidad adimensional que pone la viscosidad de un fluido en correlación con la conductividad térmica. Por lo tanto, evalúa la relación entre el transporte de momento y la capacidad de transporte térmico de un fluido [102].

El número de Prandtl es un ejemplo de un número sin dimensiones que es una propiedad intrínseca de un fluido. Los líquidos con números pequeños de Prandtl son líquidos que fluyen libremente con una alta conductividad térmica y, por lo tanto, son una buena opción para los líquidos que conducen el calor [102].

El número de Prandtl es otro número adimensional utilizado para caracterizar a un flujo, que vincula las difusividades de momento y térmica, como se define en la ecuación (7) [101]:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (7)$$

Donde α es la difusividad térmica del fluido.

2.1.6. Número de Nusselt

Es un numero adimensional que está definido como el gradiente de temperatura en la superficie de transferencia, y establece la transferencia de calor midiendo el incremento de la transferencia de calor por convección relacionada con la transferencia si ocurriera solamente por conducción [103]:

$$Nu = \frac{hD}{k_f} = f(Re, Pr) \quad (8)$$

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^n \quad \left(\begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \end{array} \right) \quad (9)$$

Donde D es el diámetro de la tubería y k_f es la conductividad térmica del fluido, h es el coeficiente convectivo de transferencia de calor.

El número de Reynolds y el número de Prandtl son funciones universales del número de Nusselt, por medio de esta función se podría conocer el coeficiente convectivo de transferencia de calor en el diseño de intercambiadores de calor.

El número de Prandtl siendo un número adimensional es la razón de las difusividades térmica y momento además es una característica propia del fluido que mide la efectividad relativa del transporte de energía de difusión y momento en la capa hidrodinámica y térmica las cuales son las capas límites.

Además, el número de Reynolds es una característica principal de la geometría y del flujo; es la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en la capa límite hidrodinámica y determina la existencia de flujo laminar o turbulento según predominen las fuerzas de velocidad a las de fricción [104]:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (10)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k_f} \quad (11)$$

Donde μ es la viscosidad del fluido; ρ es su densidad; C_p es su calor específico; y V es la velocidad media del flujo.

2.2. Propiedades termofísicas del nanofluido R600a/CuO

Se ha encontrado que los nanofluidos metálicos poseen propiedades termofísicas mejoradas en comparación con las de los fluidos base, como el aceite o el agua. En esta investigación, se utilizará un nanofluido como fluido de trabajo homogéneo. Las propiedades termofísicas del nanofluido dependen de las propiedades del refrigerante R600a y las nanopartículas de óxido de cobre CuO.

2.2.1. Correlaciones teóricas para determinar los números de Reynolds, Prandtl y Nusselt del nanofluido

Como se mencionó anteriormente en el capítulo 1, la transferencia de calor mejorada por el nanofluido puede resultar de los siguientes dos aspectos: uno es que las partículas suspendidas aumentan la conductividad térmica de la mezcla de dos fases; el otro es que el movimiento caótico de partículas ultrafinas acelera el proceso de intercambio de energía en el fluido. El nanofluido se comporta más como un fluido que las mezclas convencionales de sólido-fluido en las cuales se suspenden partículas relativamente grandes con órdenes de micrómetro o milímetro. El nanofluido es un fluido de dos fases en la naturaleza y tiene algunas características comunes de las mezclas sólido-fluido. Los efectos de varios factores, como la gravedad, fuerza browniana y fuerza de fricción entre las partículas sólidas ultrafinas y fluidas, los

fenómenos de difusión, sedimentación y dispersión brownianos pueden coexistir en el flujo principal de un nanofluido. Esto significa que la velocidad de deslizamiento entre el fluido y las partículas puede no ser cero, aunque las partículas son ultrafinas. El movimiento irregular y aleatorio de las partículas aumenta las tasas de intercambio de energía en el fluido, es decir, la dispersión térmica tiene lugar en el flujo del nanofluido. La dispersión en caliente enderezará el transporte de temperatura y hará que el ángulo de temperatura entre el líquido y la pared sea articulado progresivamente, expandiendo la velocidad de movimiento del calor entre el líquido y la pared. Claramente, la dispersión en caliente asume un trabajo significativo en la mejora del movimiento de calor. Por lo tanto, es impropio que corresponda información de movimiento de calor numérico para nanofluidos con estructuras ordinarias para líquidos de una sola etapa [105].

En general, el número de Nusselt de un nanofluido se puede expresar de la siguiente manera:

$$Nu_{nf} = f \left(Re_{nf}, Pr_{nf}, \frac{k_{np}}{k_{fb}}, \frac{C_{p,np}}{C_{p,fb}}, \phi, \text{dimensiones y forma de las partículas} \right) \quad (12)$$

Donde: Re_{nf} es el número de Reynolds del nanofluido, Pr_{nf} es el número de Prandtl del nanofluido, k_{np} es la conductividad térmica de la nanopartícula, k_{fb} es la conductividad térmica del fluido base, $C_{p,np}$ es la capacidad calorífica de la nanopartícula, $C_{p,fb}$ es la capacidad calorífica del fluido base y ϕ es la fracción volumétrica de las nanopartículas.

En el análisis de Xuan y Roetzel [106], se propone la siguiente fórmula para correlacionar los datos numéricos del nanofluido:

$$Nu_{nf} = c_1 (1.0 + c_2 \phi^{m_1} Pe_d^{m_2}) Re_{nf}^{m_3} * Pr_{nf}^{0.4} \quad (13)$$

Donde el número de Peclet de la nanopartícula (Pe_{np}) viene dado por la siguiente fórmula:

$$Pe_{np} = \frac{v_m d_p}{\alpha_{nf}} \quad (14)$$

Los números de Reynolds y Prandtl del nanofluido son definidos respectivamente como:

$$Re_{nf} = \frac{v_m D}{u_{nf}} \quad (15)$$

$$Pr_{nf} = \frac{u_{nf}}{\alpha_{nf}} \quad (16)$$

La difusividad térmica del nanofluido α_{nf} es definida como:

$$\alpha_{nf} = \frac{k_{nf}}{c_{p,nf}} \quad (17)$$

Donde: v_m es la velocidad promedio de entrada, D es el diámetro interior del tubo, $u_{nf} = \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}}$ es la viscosidad cinemática del nanofluido, d_p es el diámetro promedio de la nanopartícula, k_{nf} es la conductividad térmica del nanofluido.

Para un flujo turbulento el número de Nusselt queda definido por las siguientes ecuaciones:

$$Nu_{nf} = 0.0059(1.0 + 7.6286\phi^{0.6886}Pe_{np}^{0.001})Re_{nf}^{0.9238} * Pr_{nf}^{0.4} \quad (18)$$

$$Nu_{nf} = \frac{h_{nf}D}{k_{nf}} \quad (19)$$

2.2.2. Correlación teórica para determinar la conductividad térmica del nanofluido

La conductividad térmica del nanofluido es una función de varios factores, como partículas (tamaño, forma y material), material fluido base, agrupamiento, acidez (pH), aditivos y temperatura [77].

El primer modelo destinado a explicar las mejoras de conductividad térmica observadas en fluidos que contienen pequeñas partículas esféricas fue desarrollado por Maxwell [107]. El modelo de Maxwell está diseñado para pequeñas concentraciones de pequeñas partículas esféricas no interactivas dispersadas en un material isotrópico homogéneo continuo. La conductividad térmica efectiva (k_{nf}) de los nanofluidos se determina mediante la ecuación (20), que incorpora las conductividades térmicas de la fase sólida (k_{np}) y del fluido (k_{fb}). Mientras que la fracción de volumen es ϕ y β expresa la relación de conductividades térmicas ($\beta = k_{np} / k_{fb}$).

$$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 1 + \frac{3(\beta-1)\phi}{(\beta+2)-(\beta-1)\phi} \quad (20)$$

Se observa que en la ecuación (20) los factores principales son la conductividad térmica de los dos períodos del nanofluido y la agrupación volumétrica de las nanopartículas. No obstante, para calidades extremadamente altas de conductividad

cálida de las nanopartículas ($k_{np} \gg k_{fb}$), la expansión en la conductividad del nanofluido es solo un elemento del enfoque volumétrico. Físicamente, esta conducta se aclara por la forma en que la temperatura sobre la nanopartícula se mantiene estable, lo que provoca una condición límite similar para la condición de la corriente de calor en el fluido que lo abarca [108].

2.2.3. Correlación teórica para determinar la viscosidad del nanofluido

Otra de las propiedades significativas para la utilización útil de los nanofluidos es la viscosidad, que debido a la proximidad de las nanopartículas experimenta un ajuste en relación con la consistencia del líquido base. Un nanofluido progresivamente viscoso requerirá una mayor capacidad de potencia para transmitir, en condiciones de trabajo indistinguibles de un líquido de trabajo tradicional [108]. Einstein [109] fue el primero en construir una relación en la expansión en la consistencia de las suspensiones, a la que se le habla por condición (21):

$$\mu_{nf} = \mu_{fb}(1 + 2,5\phi) \quad (21)$$

Donde μ representa la viscosidad y los índices se mantienen. El modelo de Einstein sirvió como base para modelos posteriores como los de Bruijin [110], Vand [111], Brinkmann [112].

Entre ellos, destaca el modelo de Batchelor [113], ecuación (22):

$$\mu_{nf} = \mu_{fb}(1 + 2,5\phi + 6,5\phi^2) \quad (22)$$

Mientras tanto, la utilización de este modelo es equivalente a una conductividad térmica, los resultados de la prueba superan increíblemente las cualidades evaluadas. Esto fue probado por Chevalier et al. [114], que estimó la consistencia de nanofluidos de óxido de silicio (SiO₂) en etanol; cuantificaron las viscosidades del doble del primer incentivo para fijaciones moderadamente bajas. Independientemente de los numerosos modelos producidos para la conductividad y la viscosidad, a partir del examen con información de la prueba aún no se puede concluir cuál de ellos verdaderamente retrata los fenómenos térmicos e hidrodinámicas de los nanofluidos. Tenga en cuenta que el modelo Batchelor es el más referenciado entre los modelos regulares para la consistencia de los nanofluidos [108].

2.2.4. Correlaciones teóricas para determinar la densidad y el calor específico del nanofluido

El calor y la densidad específicos son dos de las propiedades principales de los nanofluidos, que afectan significativamente la velocidad de transferencia de calor de los fluidos de trabajo [115].

El calor particular es una proporción de la energía térmica que impacta legítimamente la velocidad de transferencia de calor de los nanofluidos. La densidad influye legítimamente en el número de Reynolds, el factor de fricción, la caída de presión y el número de Nusselt [116]. La densidad aumenta de forma aproximadamente lineal con la fracción de volumen de las nanopartículas, mientras que disminuye de forma no lineal con la temperatura del fluido.

Las fórmulas generales de los nanofluidos para la densidad según Dehaj y Mohiabadi [117] y para la capacidad calorífica específica dada por Zhou et al. [118] son las siguientes:

$$\rho_{nf} = \rho_{np}\phi + \rho_{fb}(1 - \phi) \quad (23)$$

$$C_{p,nf} = (1 - \phi)C_{p,fb} + \phi C_{p,np} \quad (24)$$

2.3. Conclusiones de capítulo

- Luego de realizar la investigación de la parte analítica, se determinó que el coeficiente de transferencia de calor para un nanofluido depende de varios factores como son el fluido base, tamaño de las partículas, material de las partículas, entre otros. Uno de los factores más importantes para la aplicación de las nanopartículas en el fluido base es la fracción volumétrica ya que de este porcentaje depende la mejora del coeficiente convectivo del nanorefrigerante.
- Dentro del análisis expuesto anteriormente, se determinó que el coeficiente de transferencia de calor convectivo está estrictamente relacionado con el número de Prandtl y el número de Reynolds que determinan el comportamiento del nanorefrigerante como flujo laminar o turbulento.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS ANALÍTICO Y TERMODINÁMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TUBO RECTO CON REFRIGERANTE R600a Y NANOREFRIGERANTE R600a/CuO

En el presente capítulo se realizará un detalle analítico que ayudará a conocer el desempeño del intercambiador de calor tipo tubo recto con la mezcla de refrigerante R600a con nanopartículas de óxido de cobre CuO.

Se realizarán los cálculos de los números de Reynolds, Prandtl y Nusselt los cuales permitirán conocer el coeficiente convectivo de transferencia de calor tanto para el fluido base como para el nanofluido, de igual manera ayudará en la respectiva simulación en el software a utilizar más adelante.

3.1. Propiedades físicas del intercambiador de calor tipo tubo recto

Las respectivas tuberías de cobre fabricadas con sección transversal definida y fija garantizan una resistencia a la presión de manera uniforme y un mínimo de pérdidas de presión por fricción en la conducción de fluidos.

Las tuberías rígidas tipo K se usan en instalaciones de tipo industrial, conduciendo líquidos y gases en condiciones más severas de presión y temperatura; es por ello por lo que en la tabla 4 se detallan las dimensiones de la tubería a utilizar para el intercambiador de calor tipo tubo recto.

Tabla 4. Dimensiones de tubo de cobre tipo K [119]

Tubo de cobre tipo K tamaño nominal $\frac{1}{8}$ [pulg]	
Diámetro exterior (D_{ext})	6,35 [mm]
Diámetro interior (D_{int})	4,572 [mm]
Espesor (e)	0,889 [mm]
Área de flujo (A)	$1,642 \times 10^{-5}$ [m ²]
Conductividad térmica (k)	$358,2 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

3.2. Propiedades termofísicas del refrigerante R600a

Para que el proceso de evaporación se cumpla se requiere que el refrigerante R600a, entre al intercambiador de calor como líquido saturado a una temperatura de 5 °C con

calidad 0; al terminar el proceso el refrigerante saldrá como vapor saturado a una temperatura y presión constante con calidad 1.

Las respectivas propiedades termofísicas del refrigerante R600a en estado líquido y vapor se presentan en la tabla 5 y fueron obtenidas mediante el software Engineering Equation Solver (EES).

Tabla 5. Propiedades termofísicas R600a

R600a		
Propiedades	Líquido	Vapor
Temperatura de referencia (K)	278	278
Calidad	0	1
Densidad (kg/m ³)	574.6	5.006
Calor específico (J/kg-K)	2327	1668
Conductividad térmica (W/m-K)	0.09652	0.01486
Viscosidad (kg/m-s)	1.879E-04	7.116E-06
Peso molecular (kg/kg-mol)	58.12	58.12
Entalpía de estado estándar (J/kg-mol)	0	2.03478E+07

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

3.3. Propiedades físicas y térmicas de las nanopartículas de CuO

Las propiedades físicas y térmicas de las nanopartículas de óxido de cobre se presentan en la tabla 6.

Tabla 6. Propiedades físicas y térmicas de las nanopartículas de CuO [26]

Calor específico isobárico (J/kg-K)	Fracción volumétrica (%)	Densidad (kg/m³)	Diámetro (nm)	Conductividad térmica (W/m-K)	Masa molar (g/mol)
550.5	5	6320	40	32.9	79.55

3.4. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo para el refrigerante R600a

Para el correcto cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor se utilizará el refrigerante R600a en estado líquido a una temperatura de 5 °C y se procederá a determinar los números adimensionales de Reynolds, Prandtl y Nusselt.

3.4.1. Número de Reynolds

Para conocer si el fluido es laminar o turbulento se debe realizar el cálculo del número de Reynolds que es un número adimensional, para esto es necesario conocer ciertos parámetros como son: la densidad del fluido de trabajo, diámetro interno del intercambiador de calor, viscosidad dinámica del fluido y velocidad de entrada del refrigerante al tubo, para dicho parámetro se define al refrigerante como un fluido poco viscoso, ya que su viscosidad en comparación al agua que es un líquido escaso de dicha propiedad, es mucho menor; después de esta aclaración se toma un valor de 1.3 m/s como velocidad de entrada ya que McCabe et al. [120] en su libro sugiere tomar valores entre 1.2 y 2.4 m/s para fluidos poco viscosos en líneas de conducción. Para el respectivo cálculo se aplica la fórmula (6) descrita en el capítulo anterior:

$$Re = \frac{\rho v_m D}{\mu}$$
$$Re = \frac{574,6 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 1,3 \left[\frac{m}{s} \right] * 4,572 \times 10^{-3} m}{1,879 \cdot 10^{-4} \left[\frac{kg}{m} \cdot s \right]}$$
$$Re = 18175,585$$

Gracias a lo descrito en el anterior capítulo: $Re > 2300$, se puede concluir que el refrigerante R600a es un fluido turbulento completamente desarrollado.

3.4.2. Número de Prandtl

El método más ideal para expresar el espesor total de las capas de límite de calentamiento y velocidad es mediante métodos para el número de Prandtl adimensional.

Para calcular el número de Prandtl, es importante conocer las diversas propiedades termodinámicas del refrigerante R600a, por ejemplo, calor específico, viscosidad

dinámica y conductividad térmica, de la ecuación (7) descrita en el capítulo anterior se tiene:

$$Pr = \frac{Cp * \mu}{k}$$

$$Pr = \frac{2,327 \left[\frac{kJ}{kg} \cdot K \right] * 1,879 \times 10^{-4} \left[\frac{kg}{m} \cdot s \right]}{9,652 \times 10^{-2} \left[\frac{W}{m} \cdot K \right]}$$

$$Pr = 4,53008$$

3.4.3. Número de Nusselt

Para tubos lisos que tienen como fluido de trabajo un flujo turbulento completamente desarrollado se puede obtener una relación simple para el número de Nusselt con una relación de potencia para el factor de fricción, quedando definida la ecuación como:

$$Nu = 0,023 * Re^{0.8} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad \left(\begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \end{array} \right)$$

A esto se le conoce como la ecuación de Colburn, la cual puede ser modificada mediante la analogía de Dittus & Boelter como se observa en la ecuación (9) para así mejorar su precisión.

$$Nu = 0,023 * Re^{0.8} * Pr^n$$

Donde: $n = 0,4$ para el proceso de evaporación y $0,3$ para la condensación del fluido que se encuentra en el tubo o intercambiador de calor [121].

$$Nu = 0,023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0,023 * 18175,585^{0.8} * 4,53008^{0.4}$$

$$Nu = 107,587$$

3.4.4. Coeficiente convectivo de transferencia de calor

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo se aplica la ecuación número (9) descrita en el capítulo 2 para lo cual se necesita conocer el número de Nusselt antes calculado, conductividad térmica y diámetro interior del tubo.

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

$$h = \frac{Nu * k}{D}$$

$$h = \frac{107,587 * 0,09652 \left[\frac{W}{m} \cdot K \right]}{4,572 \times 10^{-3} m}$$

$$h = 2271,29 \left[\frac{W}{m^2} \cdot K \right]$$

3.5. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo para el R600a/CuO

Para el correcto cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor del nanorefrigerante se utilizará la mezcla de refrigerante R600a en estado líquido a una temperatura de 5 °C con nanopartículas de CuO de diámetro 40 nm con una fracción volumétrica del 5 % y se procederá a determinar los números adimensionales de Reynolds, Prandlt y Nusselt.

3.5.1. Conductividad térmica

Según investigaciones realizadas y expuestas en el capítulo 1, la mejora de la conductividad térmica proporcionada por los nanofluidos se incrementa al aumentar la carga de partículas, la relación de aspecto de las partículas y la disminución de la conductividad térmica del fluido base [122].

Para realizar el cálculo de la conductividad térmica del nanofluido se utiliza la ecuación (20) descrita en el capítulo 2 para lo cual se necesita conocer las diferentes propiedades termodinámicas del fluido base y de las nanopartículas de CuO.

$$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 1 + \frac{3(\beta - 1)\phi}{(\beta + 2) - (\beta - 1)\phi}$$

$$\beta = \frac{k_{np}}{k_{fb}}$$

$$\beta = \frac{32,9 \left[\frac{W}{m} \cdot K \right]}{0,09652 \left[\frac{W}{m} \cdot K \right]}$$

$$\beta = 340,862$$

$$k_{nf} = 0,09652 \left[\frac{W}{m} \cdot K \right] \cdot \left(1 + \frac{3 * (340,862 - 1) * 0,05}{(340,862 + 2) - (340,862 - 1) * 0,05} \right)$$

$$k_{nf} = 0,1116 \left[\frac{W}{m} \cdot K \right]$$

3.5.2. Viscosidad dinámica y cinemática

La viscosidad dinámica del nanofluido y del líquido base aumentan a medida que se incrementa la fracción volumétrica de las nanopartículas y se disminuye el diámetro de las mismas, siendo sustancialmente independiente de la temperatura [123].

Para obtener la viscosidad dinámica del nanorefrigerante se calcula analíticamente mediante la ecuación (22) descrita en el capítulo 2; la misma depende de la viscosidad del fluido base y de la fracción volumétrica de las nanopartículas.

$$\mu_{nf} = \mu_{fb}(1 + 2,5\phi + 6,5\phi^2)$$

$$\mu_{nf} = 0,0001879 \left[\frac{kg}{m} \cdot s \right] (1 + 2,5 * 0,05 + 6,5 * 0,05^2)$$

$$\mu_{nf} = 0,000214 \left[\frac{kg}{m} \cdot s \right]$$

$$u_{nf} = \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}}$$

$$u_{nf} = \frac{0,000214 \left[\frac{kg}{m} \cdot s \right]}{861,87 \left[\frac{kg}{m^3} \right]}$$

$$u_{nf} = 2,488 \cdot 10^{-7} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

3.5.3. Densidad

La densidad es la masa por unidad de volumen y cualitativamente significa "pesadez". La densidad depende en gran medida del material de nanopartículas utilizado, mientras que otros parámetros como el tamaño, la forma, la potencial zeta y los aditivos de las nanopartículas no afectan significativamente la densidad de los nanofluidos. Al igual que con la viscosidad, la densidad también disminuye con un aumento de la temperatura del líquido [116]. A medida que aumenta la concentración de volumen de los nanofluidos, también aumenta el valor de densidad. Este aumento es compatible con partículas de mayor densidad que se agregan al fluido base [124].

Para el cálculo de la densidad se utilizará el 5% como concentración volumétrica, se aplicará la ecuación (23) descrita en el capítulo 2 que está definida como:

$$\rho_{nf} = \rho_{np}\phi + \rho_{fb}(1 - \phi)$$

$$\rho_{nf} = 6320 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * (0,05) + 574,6 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * (1 - 0,05)$$

$$\rho_{nf} = 861,87 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

3.5.4. Calor específico

Como una propiedad termodinámica, la capacidad térmica específica de un nanofluido es importante para dictar los cambios de temperatura del fluido y la nanopartícula, que afectan el campo de temperatura del nanofluido y, por lo tanto, la transferencia de calor y el estado del flujo [118]. El efecto de la adsorción de líquidos en la superficie de las nanopartículas suspendidas también aumentará la capacidad de calor específica de los nanofluidos en cierta medida con el aumento de la concentración en volumen de las nanopartículas [118].

El calor específico del nanorefrigerante depende directamente del calor específico tanto del fluido base como de la nanopartícula y también de la fracción volumétrica, para el cálculo se aplica la ecuación (24) descrita en el capítulo 2:

$$C_{p,nf} = (1 - \phi)C_{p,fb} + \phi C_{p,np}$$

$$C_{p,nf} = (1 - 0,05) * 2,237 \cdot 10^3 \left[\frac{J}{kg} \cdot K \right] + 0,05 * 550,5 \left[\frac{J}{kg} \cdot K \right]$$

$$C_{p,nf} = 2238,175 \left[\frac{J}{kg} \cdot K \right]$$

3.5.5. Número de Peclet

El número de Peclet, Pe, describe el efecto de la dispersión térmica causada por la microconvección y la microdifusión de las partículas suspendidas [125]. El número Peclet para las nanopartículas se define respectivamente a través de la ecuación (14), para ello también se necesita conocer la difusividad térmica del nanofluido que viene dado por la ecuación (17).

$$Pe_{np} = \frac{v_m d_p}{\alpha_{nf}}$$

$$\alpha_{nf} = \frac{k_{nf}}{\rho_{nf} C_{p,nf}}$$

$$\alpha_{nf} = \frac{0,1116 \left[\frac{W}{m} \cdot K \right]}{861,87 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 2238,175 \left[\frac{J}{kg} \cdot K \right]}$$

$$\alpha_{nf} = 5,786 \cdot 10^{-8} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

$$Pe_{np} = \frac{1.3 \left[\frac{m}{s} \right] * 40[nm]}{5,786 \cdot 10^{-8} \left[\frac{m^2}{s} \right]}$$

$$Pe_{np} = 0,7634$$

3.5.6. Número de Reynolds

El número de Reynolds adimensional es calculado a partir de la velocidad de entrada del nanorefrigerante, el diámetro interior del tubo y de la viscosidad cinemática del nanofluido calculado anteriormente. La fórmula analítica para el cálculo viene dada por la ecuación (15) descrita en el capítulo 2:

$$Re_{nf} = \frac{v_m D}{u_{nf}}$$

$$Re_{nf} = \frac{1.3 \left[\frac{m}{s} \right] * 4,572 \times 10^{-3} m}{2,488 \cdot 10^{-7} \left[\frac{m^2}{s} \right]}$$

$$Re_{nf} = 23888,219$$

El número de Reynolds para el nanorefrigerante aumenta un 32 % en comparación con el refrigerante puro, quedando así declarado igualmente como un flujo turbulento completamente desarrollado.

3.5.7. Número de Prandtl

El número de Prandtl viene dado por la relación entre la viscosidad cinemática y la difusividad térmica del nanofluido como se puede ver a través de la ecuación (16) descrita en el capítulo anterior.

$$Pr_{nf} = \frac{u_{nf}}{\alpha_{nf}}$$

$$Pr_{nf} = \frac{2,488 \cdot 10^{-7} \left[\frac{m^2}{s} \right]}{5,786 \cdot 10^{-8} \left[\frac{m^2}{s} \right]}$$

$$Pr_{nf} = 4,3$$

3.5.8. Número de Nusselt

El número de Nusselt para el nanofluido depende directamente de los números adimensionales de Peclet, Reynolds y Prandlt antes calculados y también de la fracción volumétrica de las nanopartículas.

Su formulación viene dada por la ecuación (18) del capítulo anterior:

$$Nu_{nf} = 0,0059(1,0 + 7,6286\phi^{0,6886}Pe_{np}^{0,001})Re_{nf}^{0,9238}Pr_{nf}^{0,4}$$

$$Nu_{nf} = 0,0059(1,0 + 7,6286 * 0,05^{0,6886} * 0,7634^{0,001}) * 23888,219^{0,9238} * 4,3^{0,4}$$

$$Nu_{nf} = 230,748$$

3.5.9. Coeficiente convectivo de transferencia de calor

Varios estudios reportados en la literatura muestran que es posible una mejora significativa en el coeficiente convectivo de transferencia de calor con la adición de nanopartículas a los fluidos de transferencia de calor.

El coeficiente convectivo de transferencia de calor se despeja de la correlación del número de Nusselt para el nanofluido que viene dado por la ecuación (19) descrita en el anterior capítulo:

$$Nu_{nf} = \frac{h_{nf}D}{k_{nf}}$$

$$h_{nf} = \frac{228,689 * 0,1116 \left[\frac{W}{m} \cdot K \right]}{4,572 \times 10^{-3} m}$$

$$h_{nf} = 5582,17 \left[\frac{W}{m^2} \cdot K \right]$$

3.6. Comparativa de gráfica número de Nusselt vs. número de Reynolds

En la figura 5 se puede observar que el número de Nusselt para el R600a puro se encuentra en un rango entre 500 y 1000, mientras que para el R600a/CuO aumenta en más del 100 %; a partir de esto se puede concluir dos cosas: primero que el número de Nusselt es directamente proporcional al número de Reynolds y además a esto se concluye que al adicionar cierta cantidad de fracción volumétrica de nanopartículas de CuO al R600a puro ambos números adimensionales aumentan.

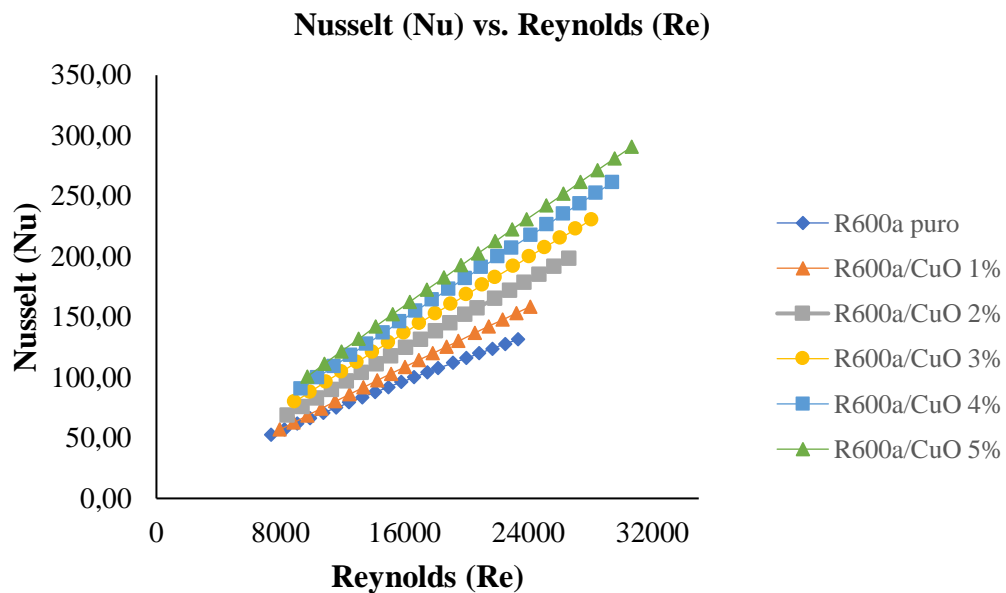


Figura 5. Comparativa del número de Nusselt vs. número de Reynolds

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

3.7. Comparativa de gráfica coeficiente convectivo vs. flujo másico

En la figura 6 se puede observar que el coeficiente convectivo de transferencia de calor para el R600a puro es muy bajo en comparación al nanorefrigerante R600a/CuO, por tal motivo se concluye que al adicionar cierto porcentaje de nanopartículas a fluidos base la transferencia de calor mejora.

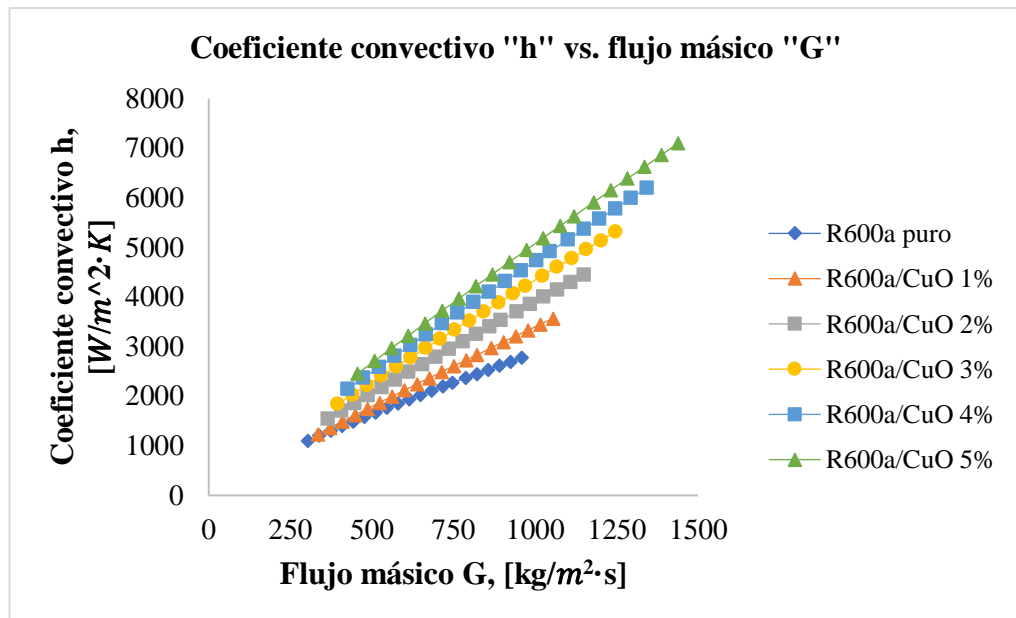


Figura 6. Comparativa entre el coeficiente convectivo de transferencia de calor vs. flujo másico

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

3.8. Conclusiones de capítulo

- A partir del cálculo analítico se puede concluir que el coeficiente de transferencia de calor por convección para el nanorefrigerante tiene un incremento del 200 % en comparación con el coeficiente convectivo del refrigerante puro, por tal razón se puede reafirmar analíticamente que la adición de nanopartículas a los fluidos base aumenta la transferencia de calor.
- Mediante la figura 6 se concluye que el coeficiente convectivo de transferencia de calor es directamente proporcional al flujo másico, es decir que conforme aumenta la velocidad del fluido la transferencia de calor mejora.

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL PROCESO DE EVAPORACIÓN DE R600a Y DE LA MEZCLA R600a/CuO MEDIANTE CFD (COMPUTATIONAL FLUIDDYNAMICS).

Una de las herramientas más eficaces para la realización de la simulación numérica es la dinámica de fluidos computacional que permite analizar el comportamiento de las diversas propiedades termodinámicas de los fluidos además de determinar diferentes soluciones computacionales sin recurrir a la experimentación.

En el presente capítulo se describirán los diferentes modelos utilizados en fluent de ANSYS para el proceso de evaporación del refrigerante R600a y de la mezcla R600a/CuO y se realizará un análisis numérico mediante la realización de varias simulaciones aplicando diversos parámetros para la obtención de diferentes resultados y analizar cuál es la mejor opción para mejorar el coeficiente de transferencia de calor convectivo en el respectivo intercambiador de calor tipo tubo recto.

4.1. Ecuaciones predominantes de fluent de ANSYS

4.1.1. Modelo de fase discreta (DPM)

Los avances en la mecánica de fluidos computacional han dado la premisa de una comprensión más notable de los elementos de las corrientes multifásicas. Hay a partir de ahora dos formas de lidiar con el cálculo numérico de flujos multifásicos: el enfoque de Euler-Lagrange (que se analiza en fase discreta) y el enfoque de Euler-Euler (que se analiza para el modelado multifásico).

4.1.1.1. El enfoque de Euler-Lagrange (DPM)

El DPM Lagrangiano en fluent de ANSYS sigue el enfoque de Euler-Lagrange. La fase líquida se trata como un proceso continuo, mientras que la fase dispersa se resuelve rastreando una gran cantidad de partículas, burbujas o gotitas a través del campo de flujo calculado. La fase dispersa puede intercambiar momento, masa y energía con la fase líquida.

Este enfoque se simplifica considerablemente cuando se pueden ignorar las interacciones partícula-partícula, y esto requiere que la segunda fase dispersa ocupe una fracción de bajo volumen, aunque la carga de masa alta ($\dot{m}_{partículas} = \dot{m}_{fluido}$)

sea aceptable. Las direcciones de partículas o gotas se determinan exclusivamente en los intervalos explícitos durante la estimación de la fase líquida. Esto hace que el modelo sea apropiado para el modelado de corrientes apiladas con partículas, aunque no sea satisfactorio para la visualización de mezclas de fluidos, lechos fluidizados o cualquier aplicación donde la división de volumen de la etapa posterior no pueda ser ignorado. Para aplicaciones como estas, las interacciones partícula-partícula pueden incluirse usando el modelo de elemento discreto, que se describe en el modelo de colisión del método de elemento discreto [126].

4.1.1.2. Ecuaciones de movimiento de partículas para balance de fuerzas

Fluent de ANSYS predice la trayectoria de una partícula de fase discreta al integrar el balance de fuerza en la partícula, que está escrito en un marco de referencia lagrangiano. Este balance de fuerza equipara la inercia de la partícula con las fuerzas que actúan sobre la misma, y puede escribirse (para la dirección X en coordenadas cartesianas) como:

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \quad (25)$$

Donde: F_x es un término de aceleración adicional, $F_D(u - u_p)$ es el arrastre de fuerza por unidad de masa de partículas y:

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} * \frac{C_D Re}{24} \quad (26)$$

Aquí, u es la velocidad de la fase del fluido, u_p es la velocidad de la partícula, μ es la viscosidad molecular del fluido, ρ es la densidad del fluido, ρ_p es la densidad de la partícula y d_p es el diámetro de la partícula. Re es el número relativo de Reynolds, que se define como:

$$Re \equiv \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu} \quad (27)$$

4.1.1.3. Ley de arrastre esférico

El coeficiente de arrastre C_D , para partículas lisas puede ser tomado como [126]:

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re} \quad (28)$$

Donde, a_1 , a_2 y a_3 son constantes que se aplican en varios rangos de Re dados por Morsi y Alexander [127].

4.1.1.4. Configuración de las condiciones iniciales para la fase discreta

Las entradas primarias que se debe proporcionar para los cálculos de fase discreta en fluent de ANSYS son las condiciones iniciales que definen las posiciones de inicio, las velocidades y los efectos físicos que actúan sobre los flujos de partículas, que requieren propiedades de partículas adicionales. Las condiciones iniciales para un flujo de partículas se transmiten creando una "inyección" y asignándole propiedades.

Las condiciones iniciales requeridas dependen del tipo de inyección, mientras que los efectos físicos se seleccionan eligiendo un tipo de partícula apropiado. Para algunos tipos de inyección se puede proporcionar una distribución de tamaño de partícula, como la distribución Rosin-Rammler [126].

Para la inyección de partículas se utilizará el tipo grupal al cual se hace referencia en la figura 7, ya que se definirá un rango para una o más de las condiciones iniciales (por ejemplo, un rango de diámetros o un rango de posiciones iniciales) y además se seleccionará un tipo de partícula inerte que es un elemento de fase discreta (partícula, gota o burbuja) que obedece al balance de fuerzas antes mencionado y está sujeta a calentamiento o enfriamiento a través de las leyes para el calor y el intercambio masivo 1 y 6.

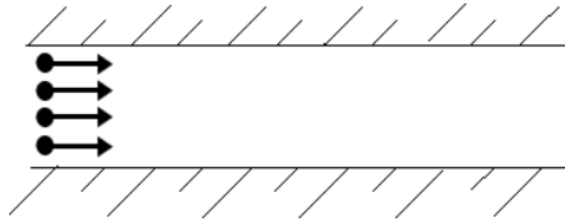


Figura 7. Inyección grupal de partículas que define una distribución espacial inicial de los flujos de partículas [126]

Para las inyecciones grupales, se definirá la posición, la velocidad, el diámetro, la temperatura y la velocidad de flujo de las propiedades para el primer punto y el último punto del grupo. Es decir, se definirá un rango de valores ϕ_1 , a través de ϕ_N , para cada condición inicial ϕ estableciendo valores para ϕ_1 y ϕ_N . Fluent de ANSYS asigna un valor de ϕ a la inyección de i en el grupo utilizando una variación lineal entre el primer y el último valor de ϕ :

$$\phi_i = \phi_1 + \frac{\phi_N - \phi_1}{N-1} (i - 1) \quad (29)$$

El caudal especificado se define por flujo de partículas y también se puede interpolar mediante la ecuación (23). Cuando se especifica una distribución de tamaño de Rosin-Rammler, se especificará el caudal total.

Para las distribuciones de tamaño de Rosin-Rammler, se deberá especificar los siguientes parámetros en propiedades del punto, además de la velocidad inicial, la temperatura y el caudal total:

- Diámetro mínimo: este es el diámetro más pequeño que considerar en la distribución de tamaño.
- Diámetro máximo: este es el diámetro más grande que considerar en la distribución del tamaño.
- Diámetro medio: este es el parámetro de tamaño, \bar{d} , en la ecuación (30) de Rosin-Rammler.
- Parámetro de propagación: este es el parámetro exponencial, n , en la ecuación (30).
- Número de diámetros: este es el número de diámetros en cada distribución (es decir, el número de diámetros diferentes en la corriente inyectada desde cada cara de la superficie).

Fluent de ANSYS inyecta flujos de partículas de cada cara en la superficie, con diámetros definidos por la función de distribución Rosin-Rammler. El número total de flujos de inyección rastreados para la inyección en superficie será igual al número de diámetros en cada distribución (número de diámetros) multiplicado por el número de caras en la superficie [126].

4.1.1.5. Método de distribución del diámetro de Rosin-Rammler

Para las partículas de tamaño nanométrico, una expresión conveniente de la distribución del tamaño de partícula es la expresión de Rosin-Rammler. La gama completa de tamaños se divide en un número adecuado de intervalos discretos; cada uno representado por un diámetro medio para el que se realizan los cálculos de trayectoria. La fracción de masa de las partículas de diámetro mayor que d viene dada por:

$$Y_d = e^{-(d/\bar{d})^n} \quad (30)$$

Donde: \bar{d} es la constante de tamaño y n es el parámetro de distribución de tamaño.

4.1.1.6. Calefacción o refrigeración inerte (ley 1 / ley 6)

El calentamiento inerte o leyes de enfriamiento (las leyes 1 y 6) se aplican cuando la temperatura de la partícula es menor que la temperatura de vaporización que se define T_{vap} , y después de que la fracción de volatilidad, $f_{v,0}$, de una partícula ha sido consumida. Estas condiciones pueden ser escritas como [126]:

Ley 1:

$$T_p < T_{vap} \quad (31)$$

Ley 6:

$$m_p \leq (1 - f_{v,0})m_{p,0} \quad (32)$$

Donde: T_p es la temperatura de la partícula, $m_{p,0}$ es la masa inicial de la partícula y m_p es su masa actual.

La ley 1 se aplica hasta que la temperatura de la partícula alcance la temperatura de vaporización. En este punto, una partícula no inerte puede obedecer una de las leyes de transferencia de masa (2, 3, 4 y/o 5), volviendo a la ley 6 cuando la porción volátil de la partícula ha sido consumida.

Cuando se utiliza la ley 1 o la ley 6, fluent de ANSYS utiliza una paridad de calor simple para relacionar la temperatura de la partícula $T_p(t)$ con el movimiento de calor por convección y la absorción/emisión de radiación en el exterior de la partícula:

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) + \epsilon_p A_p \sigma (\theta_R^4 - T_p^4) \quad (33)$$

Donde: m_p es la masa de la partícula (kg), c_p es la capacidad calorífica de la partícula (J/kg-K), A_p es el área superficial de la partícula (m²), T_∞ es la temperatura local de la fase continua (K), h es el coeficiente convectivo de transferencia de calor (W/m²-K), ϵ_p es la emisividad de las partículas (adimensional), σ es la constante de Stefan-Boltzman ($5,67 \times 10^{-8}$ W/m²-K⁴) y θ_R es la temperatura de radiación, $\left(\frac{G}{4\sigma}\right)^{1/4}$, G = radiación incidente (W/m²).

Todos los parámetros referentes a la radiación a la partícula se incluyen solo si se ha habilitado el modelo de radiación y activado la transferencia de calor por radiación a partículas mediante el modelo de interacción de radiación de partículas.

El coeficiente de transferencia de calor h , se evalúa utilizando la correlación de Ranz y Marshall [128], [129]:

$$Nu = \frac{hd_p}{k_f} = 2.0 + 0.6 * Re_d^{1/2} * Pr^{1/3} \quad (34)$$

Donde: d_p es el diámetro de la partícula (m), k_f es la conductividad térmica de la fase continua (W/m·K), Re_d es el número de Reynolds basado en el diámetro de la partícula y la velocidad relativa y Pr es el número de Prandtl de la fase continua.

4.1.2. Modelo de flujos multifásicos

Los períodos físicos de emisión son gas, líquido y sólido, pero la idea de etapa en una disposición de flujo multidireccional está conectada en un sentido más amplio. Según fluent de ANSYS [126], en la secuencia multifase, una etapa se puede caracterizar como una clase reconocible de material que tiene una reacción y comunicación inercial específica con la corriente y el campo potencial en el que está inundada. Por ejemplo, las partículas sólidas de varios tamaños de un material similar pueden tratarse como varias etapas a la luz del hecho de que cada acumulación de partículas con un tamaño similar tendrá una reacción dinámica como el campo de la corriente.

4.1.2.1. El enfoque de Euler-Euler

En el enfoque de Euler-Euler, las diversas etapas se tratan científicamente como interpenetración constante. Como el volumen de una etapa no puede involucrarse en diferentes etapas, se presenta la idea de la división de volumen fásico. Se acepta que estas partes de volumen son elementos consistentes de la realidad y su total es equivalente a uno. Las condiciones de protección para cada etapa están determinadas a adquirir muchas condiciones, que tienen una estructura comparable para todas las etapas. Estas condiciones se cierran al proporcionar conexiones constitutivas que se obtienen de los datos de observación o, a causa de las corrientes granulares, a través de la utilización de hipótesis activas [126].

En fluent de ANSYS, hay disponibles tres modelos multifase de Euler-Euler diferentes: el modelo de volumen de fluido (VOF), el modelo de mezcla y el modelo Euleriano, al cual se hará referencia más adelante.

4.1.2.2. Modelo Euleriano

El modelo multifase Euleriano en fluent de ANSYS permite el modelado de múltiples fases separadas pero interactivas. Las fases pueden ser líquidos, gases o sólidos en prácticamente cualquier mezcla. Se usa un tratamiento Euleriano para cada etapa, en contraste con el tratamiento Euleriano-Lagrangiano que se usa para el modelo de fase discreta.

Con el modelo multifase Euleriano, la cantidad de etapas auxiliares está restringida de manera distintiva por los requisitos de memoria y el comportamiento de convergencia.

Según Akbari et al. [130] y Fani et al. [131] para describir y predecir completamente el flujo y el comportamiento de los flujos complejos a través del modelo Euleriano, se hacen las siguientes suposiciones:

- La presión es compartida por todas las fases.
- Las nanopartículas se consideran lo mismo que el fluido base como un continuo.
- Se emplean ecuaciones separadas de continuidad, impulso y energía para diferentes fases, incluidas las fases primarias y secundarias.
- El volumen de cada fase se calcula integrando su fracción de volumen en todo el dominio, mientras que la suma de todas las fracciones de volumen es igual a la unidad.
- Se considera la diferencia entre la velocidad y la temperatura para las fases líquidas y de nanopartículas, y las ecuaciones que rigen para ambas fases se resuelven numéricamente utilizando el método de volumen finito.

a. Ecuación de fracción de volumen para las fases secundarias

La descripción del flujo multifase como continuos interpenetrados fusiona la idea de partes de volumen fásico, representada por φ_q . Las divisiones de volumen hablan del espacio involucrado en cada etapa, y las leyes de conservación de la masa y el impulso se cumplen en cada etapa exclusivamente [126].

El volumen de la etapa q , V_q , se define por:

$$V_q = \int_V \varphi_q dV \quad (35)$$

Las ecuaciones de conservación se escriben a continuación [132]:

b. Conservación de la masa

La ecuación de continuidad para la mezcla se define como [126]:

$$\nabla * (\varphi_q \rho_q \vec{V}_q) = 0 \quad (36)$$

Donde $\vec{V}_q = \int_V \varphi_q dV$, $\sum_{q=1}^n \varphi_q = 1$, q indica la fase y ρ_q es la densidad.

c. Conservación del momento

$$\begin{aligned} \nabla * (\varphi_q \rho_q \vec{V}_q \vec{V}_q) = & -\varphi_q \nabla P + \varphi_q \mu_q \nabla^2 \vec{V} + \varphi_q \nabla * (\sum_{k=1}^n \varphi_k \rho_k \overline{v_k v_k}) + \varphi_q \rho_q \vec{g} + \\ & \sum_{k=1}^n \vec{R}_{pq} + \vec{F}_{collision} + \vec{F}_{lift,q} + \vec{F}_{vm,q} \end{aligned} \quad (37)$$

Donde n es el número de etapas, $\vec{F}_{collision}$ es una fuerza del cuerpo, $\vec{F}_{lift,q}$ es una fuerza de elevación, $\vec{F}_{vm,q}$ es una fuerza de masa virtual, \vec{R}_{pq} es una fuerza de interacción entre fases y P es la presión compartida por todas las fases, μ_q es la viscosidad de la fase q .

Para los nanofluidos, el efecto de masa virtual se puede descuidar porque la densidad de la fase secundaria (nanopartículas) es mucho mayor que la densidad de la fase primaria (fluido base). Además, la inclusión de la fuerza de elevación no es apropiado para partículas de tamaño nanométrico. Kalteh et al. [133] mostraron en su investigación que la fuerza de interacción partícula-partícula no tiene ningún efecto en el número promedio de Nusselt. Por lo tanto, es posible ignorar dicha fuerza de para el nanofluido en el modelado matemático.

d. Conservación de la energía

$$\nabla * (\varphi_q \rho_q \vec{V}_q \vec{H}_q) = -\nabla * (k_q \nabla \cdot T_q) - \tau_q : \nabla \vec{V}_q + \sum_{p=1}^n \vec{Q}_{pq} \quad (38)$$

Dónde $\vec{Q}_{pq} = h(\vec{V}_p - \vec{V}_q)$ es el coeficiente de intercambio de calor y $h = \frac{6k_q \varphi_p \varphi_q Nu_p}{d_p^2}$.

Nu_p se calcula a partir de la ecuación (26).

4.1.3. Modelo de Evaporación-condensación

Fluent de ANSYS utiliza uno de los dos modelos para la transferencia de masa entre etapas a través de la evaporación-condensación, según los modelos de transferencia de calor multifase e interfacial que se estén utilizando. En la mayoría de los casos se utiliza el modelo de Lee.

4.1.3.1. Modelo de Lee

El modelo de Lee [134] es un modelo mecanicista con una base física. Se utiliza con los modelos multifase de mezcla y VOF, así como con el modelo multifásico de Euler si se usa uno de los modelos de coeficiente de transferencia de calor interfacial general (a diferencia del modelo de dos resistencias). En el modelo de Lee, la transferencia de masa líquido-vapor (evaporación y condensación) se rige por la siguiente ecuación de transporte de vapor:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{V}_v) = \dot{m}_{lv} - \dot{m}_{vl} \quad (39)$$

Donde: v es la fase de vapor, α_v es la fracción de volumen de vapor, ρ_v es la densidad del vapor, \vec{V}_v son las velocidades de la fase de vapor y $\dot{m}_{lv} - \dot{m}_{vl}$ son las tasas de transferencia de masa debido a la evaporación y condensación, respectivamente. Estas tasas utilizan unidades de kg/s/m³.

Como se muestra en el lado derecho de la ecuación (39), fluent de ANSYS define la transferencia de masa positiva como si fuera del líquido al vapor para problemas de evaporación-condensación.

Con base en los siguientes regímenes de temperatura, la transferencia de masa se puede describir de la siguiente manera:

Si $T_l > T_{sat}$ (evaporación):

$$\dot{m}_{lv} = coeff * \alpha_l \rho_l \frac{(T_l - T_{sat})}{T_{sat}} \quad (40)$$

Si $T_v < T_{sat}$ (condensación):

$$\dot{m}_{vl} = coeff * \alpha_v \rho_v \frac{(T_{sat} - T_v)}{T_{sat}} \quad (41)$$

$coeff$ es un coeficiente que debe ajustarse y puede interpretarse como un tiempo de relajación. α y ρ son la fracción de volumen de fase y la densidad, respectivamente. El término fuente para la ecuación de energía se puede obtener multiplicando la velocidad de transferencia de masa por el calor latente.

4.1.4. Modelos de turbulencia

Dados los atributos del flujo, es importante incorporar un modelo de turbulencia. Los modelos de turbulencia más utilizados son los supuestos “modelos de dos

condiciones”, ya que ofrecen una conexión decente entre el costo computacional y la exactitud en los resultados [95]. Estos modelos explican las escalas de longitud y velocidad utilizando dos condiciones separadas, por lo tanto, su nombre. Dentro de este grupo de modelos de turbulencia hay dos modelos fundamentales: $k-\varepsilon$ y $k-\omega$. Ambos utilizan la teoría de una pendiente de dispersión para relacionar los esfuerzos de Reynolds con las inclinaciones de velocidad media y la viscosidad turbulenta [135]. La viscosidad turbulenta es modelada como el producto entre la velocidad turbulenta y la escala de longitud turbulenta.

El modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ ha resultado ser valioso en numerosas estimaciones de flujo de construcción de sentido común. La precisión financiera, potente y sensata de este modelo de turbulencia aclara su fama en las representaciones de movimientos mecánicos y de calentamiento. Es un modelo semi experimental y la inducción de las condiciones del modelo depende de contemplaciones fenomenológicas y exactas.

El modelo $k-\varepsilon$ RNG es un modelo que se obtuvo utilizando un completo sistema de hechos (llamado hipótesis de agrupamiento de renormalización). Es como el estado del modelo $k-\varepsilon$ estándar, sin embargo incorpora los parámetros que lo acompañan [126]:

- El modelo RNG tiene un término adicional ε en su condición que mejora fundamentalmente la exactitud de los flujos de tiempo rápidamente.
- El impacto del giro en la turbulencia se incorpora al modelo RNG, lo que mejora la precisión de las corrientes de giro.
- La hipótesis RNG brinda una fórmula explicativa para los números de Prandtl turbulentos, mientras que el estándar usa cualidades consistentes determinadas por el usuario.
- Si bien el modelo $k-\varepsilon$ estándar es un modelo con altos impactos en el número de Reynolds, la teoría RNG proporciona una fórmula diferencial obtenida científicamente de la viscosidad efectiva que proporciona al modelo efectos de número de Reynolds bajo. No obstante, la utilización exitosa de este elemento se basa en un tratamiento apropiado de la región cercana a la pared.

Estas cualidades hacen que el modelo $k-\varepsilon$ RNG sea más preciso y confiable para una clase de flujos más extensa que el modelo $k-\varepsilon$ estándar.

El modelo de turbulencia k - ε RNG se deriva de las ecuaciones instantáneas de Navier-Stokes, utilizando una técnica matemática llamada métodos de “grupo de renormalización” (RNG). La derivación analítica da como resultado un modelo con constantes diferentes de las del modelo k - ε estándar, y términos y funciones adicionales en las ecuaciones de transporte para k y ε [126].

La energía cinética de la turbulencia k , y su velocidad de disipación ε , se obtienen a partir de las siguientes ecuaciones de transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (42)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (43)$$

En estas ecuaciones, G_k se refiere a la generación de energía cinética de turbulencia debido a las pendientes de velocidad normal. G_b es la generación de energía cinética de turbulencia debido a la flotabilidad. La cantidad Y_M simboliza la contribución de la ampliación del cambio a la turbulencia incompresible a la tasa de disipación global. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ y $C_{3\varepsilon}$ son constantes. α_k y α_ε son los números de Prandtl efectivos inversos para k y ε , respectivamente. S_k y S_ε son términos fuente definidos por el usuario.

La viscosidad turbulenta, u_t , se determina mediante la consolidación de k y ε de la siguiente manera:

$$u_t = \rho C_u \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (44)$$

Donde: C_u es una constante.

Las constantes del modelo, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ y C_u , tienen los siguientes valores predeterminados:

$$C_{1\varepsilon} = 1.42, C_{2\varepsilon} = 1.68, C_u = 0.0845$$

4.1.5. Método de discretización por volúmenes finitos

El método de volumen finito es un método de discretización adecuado para la simulación numérica de varios tipos (elíptica, parabólica o hiperbólica, por ejemplo) de leyes de conservación; se ha utilizado ampliamente en varios campos de la ingeniería, como la mecánica de fluidos, intercambio de calor y masa o la ingeniería petrolera. Se puede usar en geometrías arbitrarias, usando mallas estructuradas o no estructuradas que conducen a esquemas vigorosos. Un elemento adicional es la

protección cercana de los flujos numéricos, es decir, el flujo numérico se conserva desde una celda de discretización hasta su vecino. Esta última característica hace que el método de volumen finito sea bastante atractivo cuando se modelan problemas para los cuales el flujo es importante, como en mecánica de fluidos, simulación de dispositivos semiconductores, transferencia de masa y calor. El método de volumen finito es localmente conservador porque se basa en un enfoque de "balance": se escribe un balance local en cada celda de discretización que a menudo se llama "volumen de control"; por la fórmula de divergencia, se obtiene una formulación integral de los flujos sobre el límite del volumen de control. Los flujos en el límite están discretizados con respecto a las incógnitas discretas [136].

4.2. Simulación en fluent de ANSYS

En esta sección, se describe el proceso que se llevó a cabo para la correcta realización de la simulación, cabe recalcar que la misma se ha realizado mediante un análisis 2D ya que para hacerlo en dimensión 3D se requiere un alto nivel computacional debido al extenso intercambiador de calor y a la inyección de nanopartículas.

En primer lugar, se procede a realizar la geometría del intercambiador de calor tipo tubo recto mediante la herramienta DesignModeler, se declaró al perfil como el tubo y a la zona interior como nanorefrigerante R600a/CuO, en la figura 8 se puede apreciar dichos parámetros de configuración.

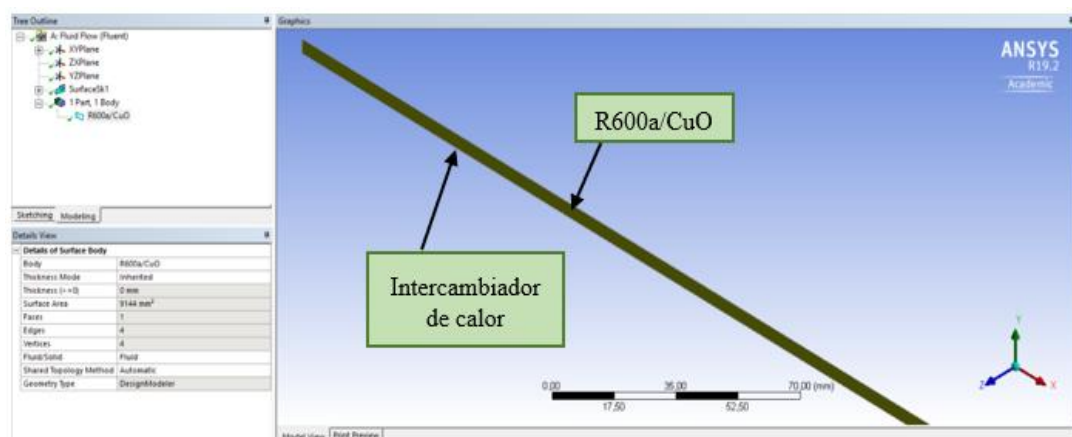


Figura 8. Parámetros de configuración del intercambiador de calor

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Cabe recalcar las dimensiones del intercambiador de calor tipo tubo recto, para ello es necesario recordar que se ha elegido un tubo de cobre tipo K de diámetro nominal 1/8

de pulgada que traducido a milímetros viene a ser 4.572, el largo total es de 2000 mm, el esquema del intercambiador de calor se lo puede apreciar en la figura 9.

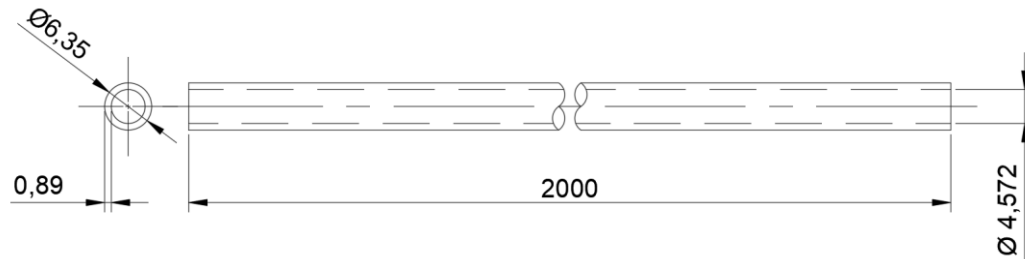


Figura 9. Dimensiones del intercambiador de calor tipo tubo recto

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Como siguiente paso, mediante la herramienta Meshing se declararon las condiciones de frontera que se utilizaron para colocar las variables de simulación como son la velocidad de entrada, temperatura de saturación y además el flujo de calor a lo largo de todo el intercambiador de calor. En la figura 10 se indican las condiciones de frontera antes mencionadas; se identifican mediante las letras A, B y C que corresponden a la pared del intercambiador de calor, la entrada y salida del fluido respectivamente.

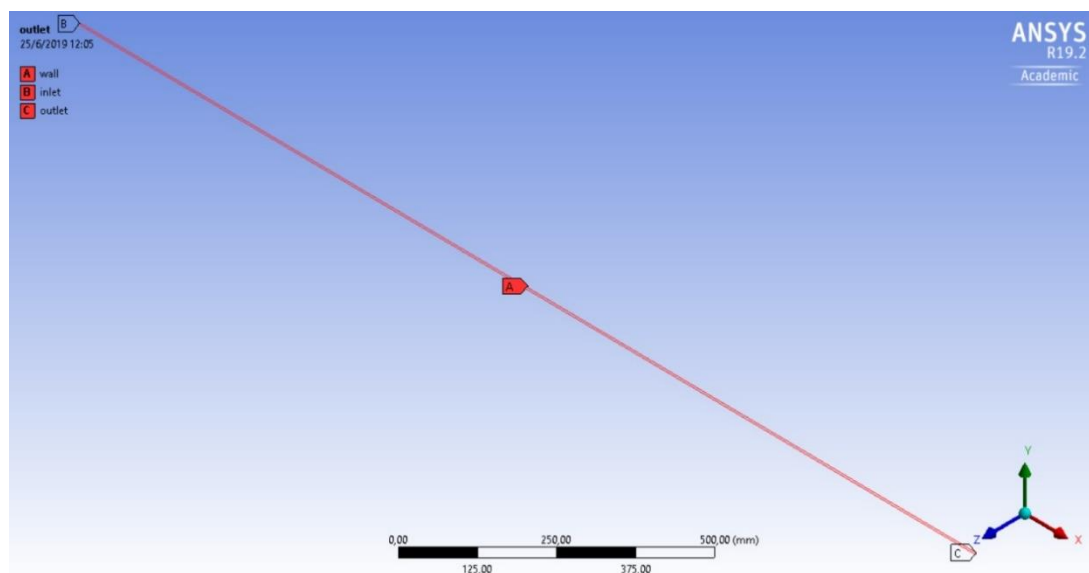


Figura 10. Condiciones de frontera para proceso de simulación

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Luego de declarar las respectivas condiciones de frontera se procedió a realizar el mallado de la geometría, insertando el tamaño del elemento de la cara que es de 0.5 mm, como se puede observar en la figura 11.

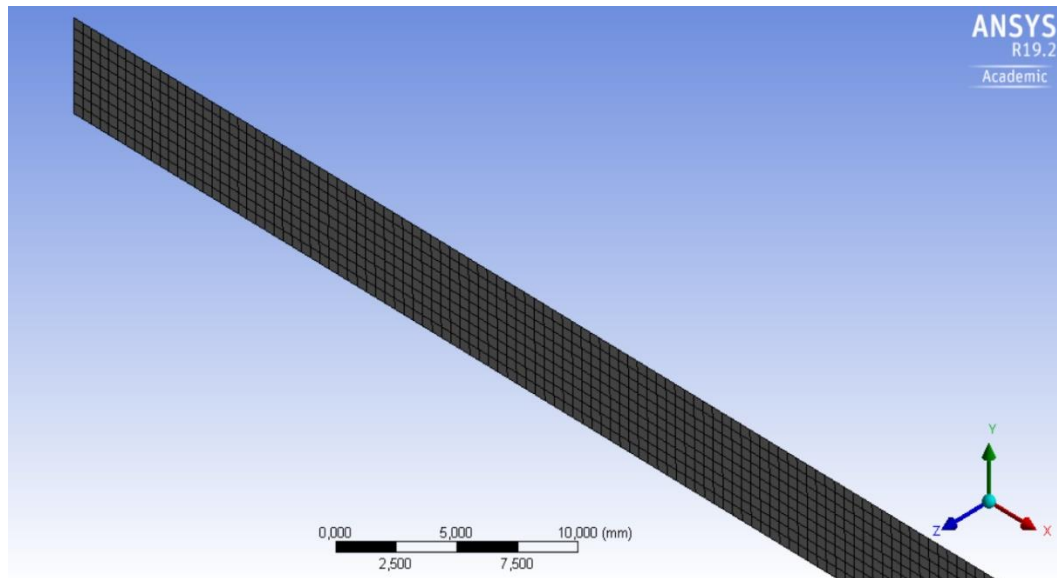


Figura 11. Mallado de la geometría

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Una vez terminada la malla, se procede a medir su calidad mediante la herramienta Skewnees del mallado métrico, la misma que se indica en la figura 12, la cual alega que mientras el número de nodos y elementos se encuentre en un rango entre 0 y 0.25 la malla convergerá exitosamente.

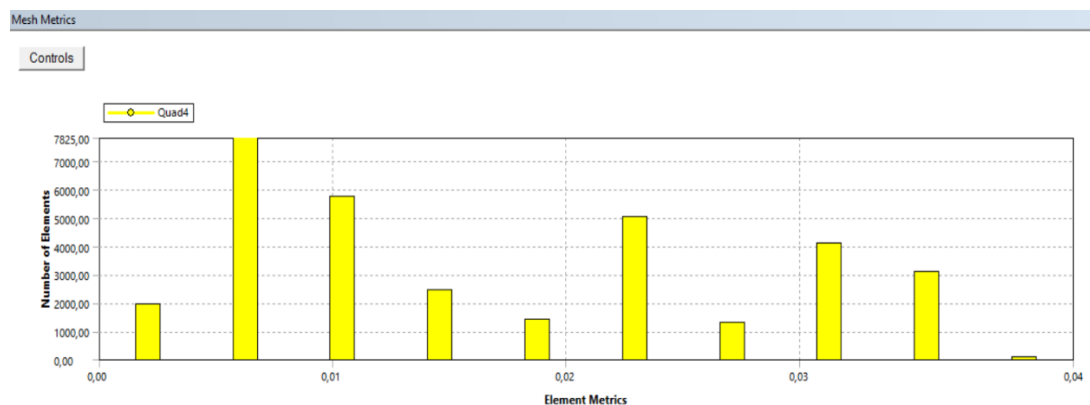


Figura 12. Convergencia de malla

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Como último paso se configuró los modelos a utilizar dentro de fluent como son: los modelos multifásico, turbulencia, energía, evaporación y fase discreta, además de colocar los valores de las variables en las condiciones de frontera.

Por último, se obtuvieron varias gráficas de la simulación las cuales indican la variación de ciertas propiedades termodinámicas aplicando diferentes valores de

variables como son la velocidad de entrada y concentración volumétrica de nanopartículas.

4.3. Análisis numérico del intercambiador de calor tipo tubo recto

Para realizar el análisis numérico del intercambiador de calor tipo tubo recto se plantearon varios valores para las diferentes variables que serán utilizados con las respectivas condiciones de frontera, esto con el fin de determinar los cambios que pueden ocasionar en el proceso de evaporación de la mezcla de refrigerante R600a con nanopartículas de CuO (nanorefrigerante) en el interior del intercambiador de calor.

En la tabla 7 se puede apreciar los diferentes parámetros que van a ser utilizados en las respectivas simulaciones.

Para las simulaciones de A hasta D se toma como velocidad de entrada 1.3 m/s ya que como se mencionó anteriormente según McCabe et al. [120] en su libro sugiere tomar valores entre 1.2 y 2.4 m/s para fluidos poco viscosos en líneas de conducción, se varía la concentración volumétrica de nanopartículas para deducir el efecto de estas en el proceso de evaporación a lo largo del intercambiador de calor, además a esto en la simulación E se toma un valor de velocidad de 0.53 m/s con una concentración volumétrica de nanopartículas al 5 % con el fin de poder observar que sucede con la temperatura del nanorefrigerante al disminuir la variable mencionada.

Tabla 7. Valores para variables de las condiciones de frontera

Simulación	Condiciones de frontera	
	Entrada	
	Velocidad (m/s)	Concentración volumétrica de nanopartículas
A	1,3	-
B	1,3	1 %
C	1,3	3 %
D	1,3	5 %
E	0,53	5 %

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

En la figura 13 se puede observar el contorno de fracción volumétrica de vapor en su totalidad, ubicado en un plano XY del intercambiador de calor tipo tubo recto para la

simulación D, la entrada del nanorefrigerante está ubicada en el extremo superior izquierdo.

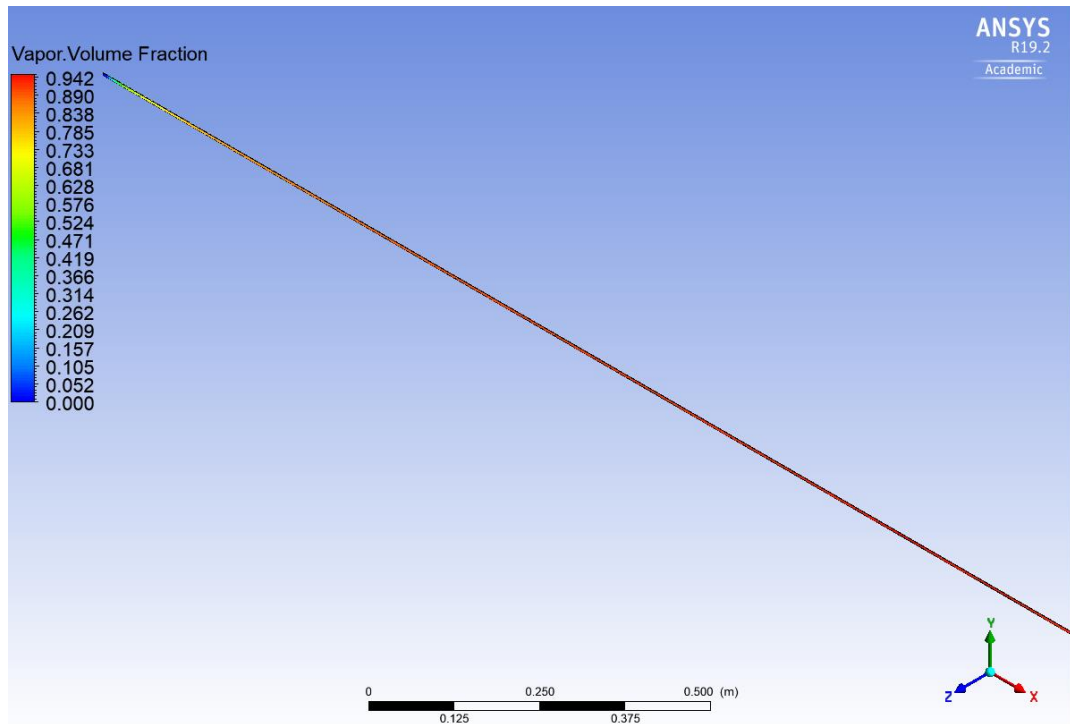


Figura 13. Contorno de fracción volumétrica del vapor para la simulación D

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Conforme va avanzando y recibiendo el flujo de calor este va cambiando de fase, en primera instancia, es decir a la entrada del intercambiador se va convirtiendo en una mezcla de líquido y vapor como se puede apreciar en la figura 14.

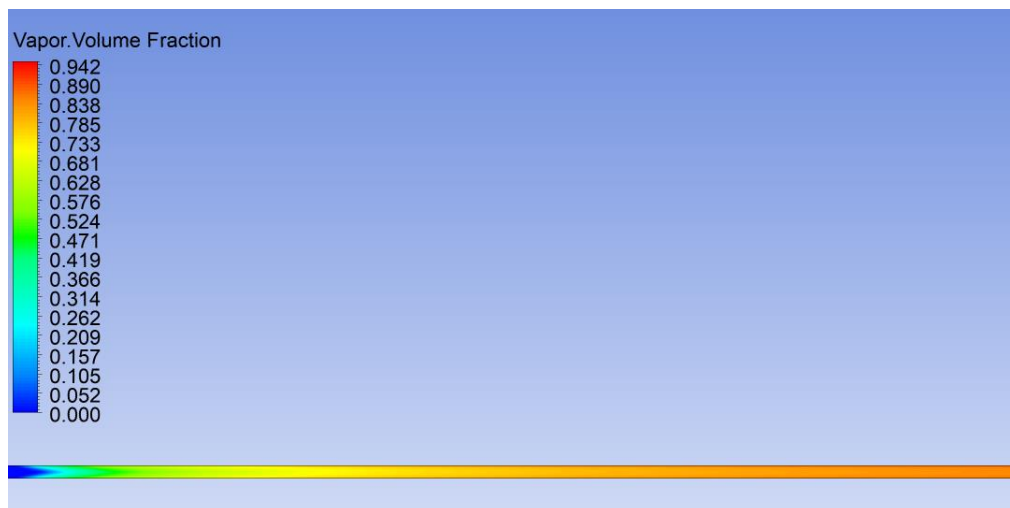


Figura 14. Contorno de fracción volumétrica de vapor a la entrada del intercambiador de calor, D) $v=1.3$ m/s

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Además, en la figura 15 se puede ver la calidad de vapor a la salida del intercambiador, se debe tener en cuenta que cuando dicha propiedad llega a 1 el nano refrigerante se ha evaporado en su totalidad, es decir al 100 %.

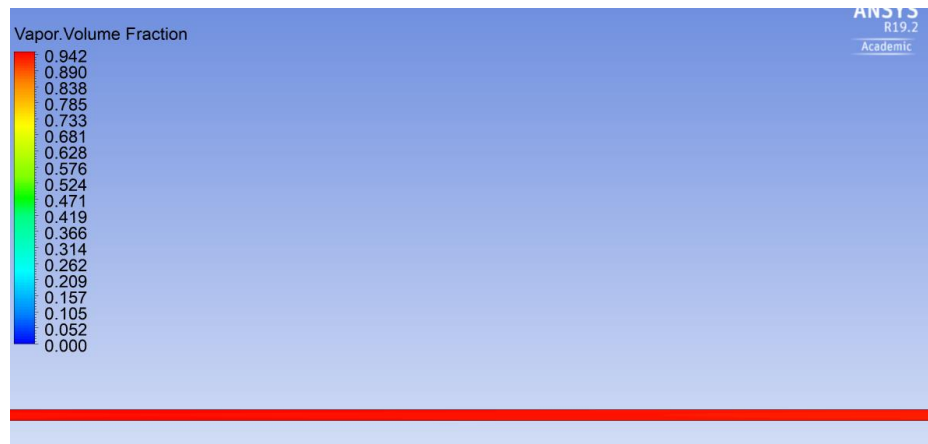


Figura 15. Contorno de fracción volumétrica del vapor a la salida del intercambiador de calor, D) $v=1.3$ m/s

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Claramente, en la figura 16 se representa la gráfica de la calidad de vapor a lo largo del intercambiador de calor tipo tubo recto, se puede observar que desde la entrada hasta los 200 mm de distancia se produce un cambio de fase lineal con calidades de 0 a 0.85, luego, conforme va avanzando se da un aumento exponencial hasta llegar a su calidad máxima de 0.94 a la salida del intercambiador.

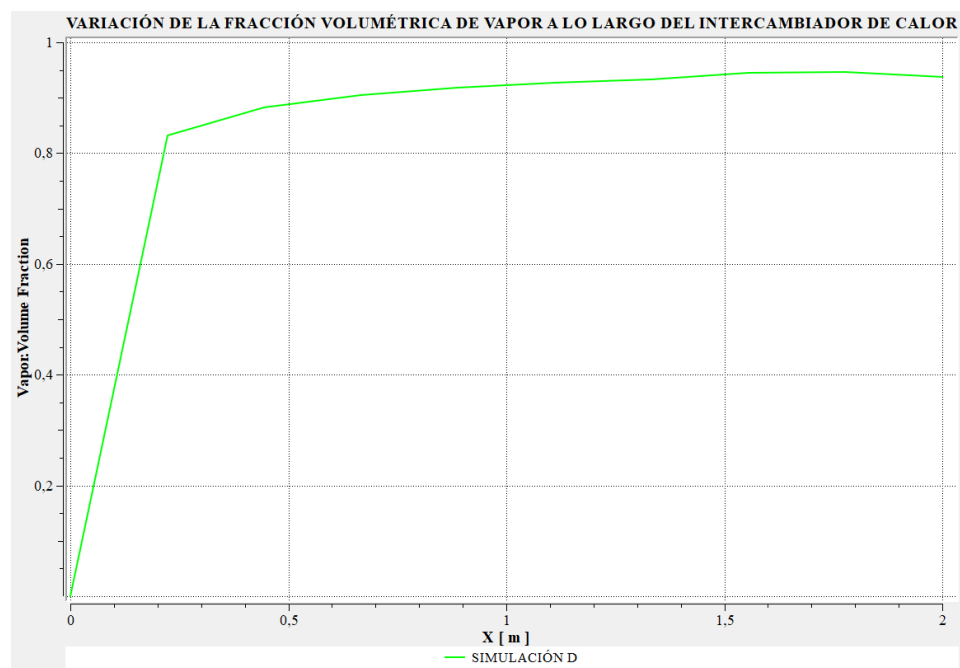


Figura 16. Variación de la fracción volumétrica a lo largo del intercambiador de calor

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Una desventaja al disminuir la velocidad de entrada del refrigerante es el incremento de la temperatura en las paredes del intercambiador de calor, en la figura 17 se puede observar su respectivo contorno a la salida de este, donde se aprecia la variación de la temperatura del nanorefrigerante.



Figura 17. Contorno de temperatura a la salida del intercambiador de calor,
D) $v=1.3$ m/s, E) $v=0.53$ m/s

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Para indicar un mejor análisis de la variación de las temperaturas entre las simulaciones

D y E se propone la figura 18 que corresponde a un diagrama de cambio de la temperatura en la pared superior a lo largo del intercambiador de calor. Como se puede observar, la temperatura del fluido en toda la longitud será menor a una velocidad de 1.3 m/s en comparación a la de velocidad 0.53 m/s.

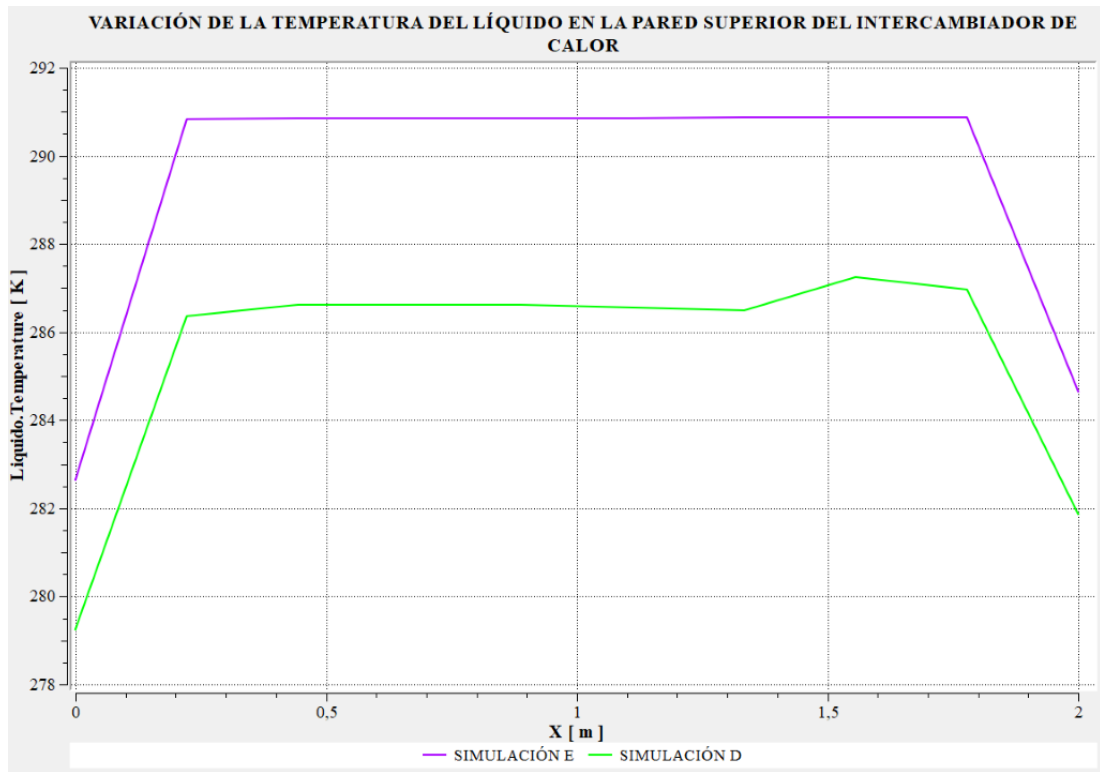


Figura 18. Variación de la temperatura en la pared superior del intercambiador de calor a lo largo del cambio de fase, D) $v=1.3$ m/s, E) $v=0.53$ m/s

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Además, se ha realizado una comparación gráfica para las simulaciones A, B, C y D con la variación de fracción volumétrica de 0, 1, 3 y 5% respectivamente, obteniendo como resultado la figura 19 la cual indica un diagrama de variación de fracción volumétrica de vapor (calidad) a lo largo del intercambiador de calor. La misma, aduce que a mayor concentración volumétrica de nanopartículas se va obteniendo una mejor calidad de vapor a la salida del intercambiador, es decir donde se ha evaporado completamente el fluido, con esta afirmación se puede concluir que la calidad de vapor es directamente proporcional a la fracción volumétrica de nanopartículas.

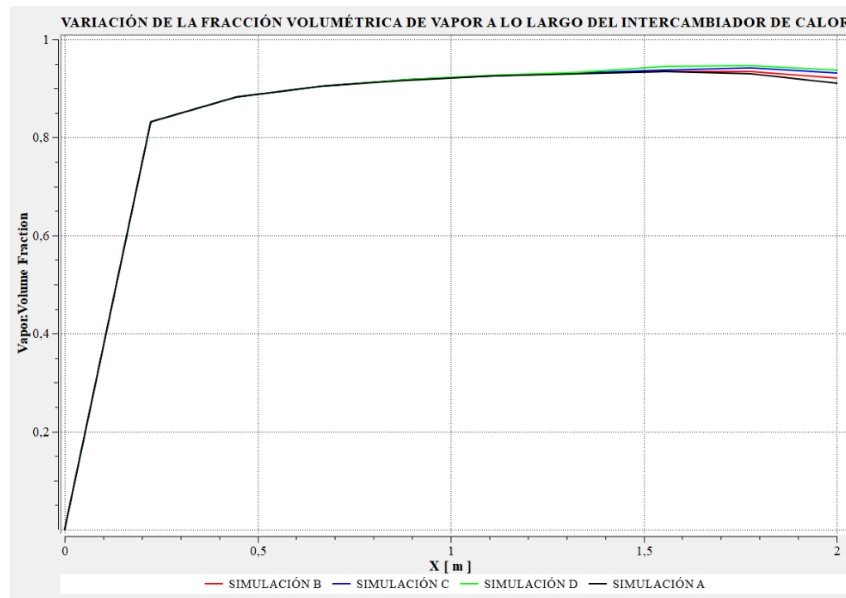


Figura 19. Variación de la fracción volumétrica de vapor al variar la concentración de nanopartículas

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

La figura 20 representa la gráfica de la variación de la temperatura durante el proceso de evaporación (cambio de fase), se puede observar que a los 200 mm donde empieza a evaporarse el refrigerante se tiene una temperatura de 278 K la cual permanece constante durante todo el proceso; en comparación con la temperatura de saturación aumenta 2 K esto se debe al cambio de fase efectuado, no obstante cabe recalcar que un proceso de evaporación se da a través de calor latente, lo que quiere decir que al añadir calor la temperatura se mantiene constante.

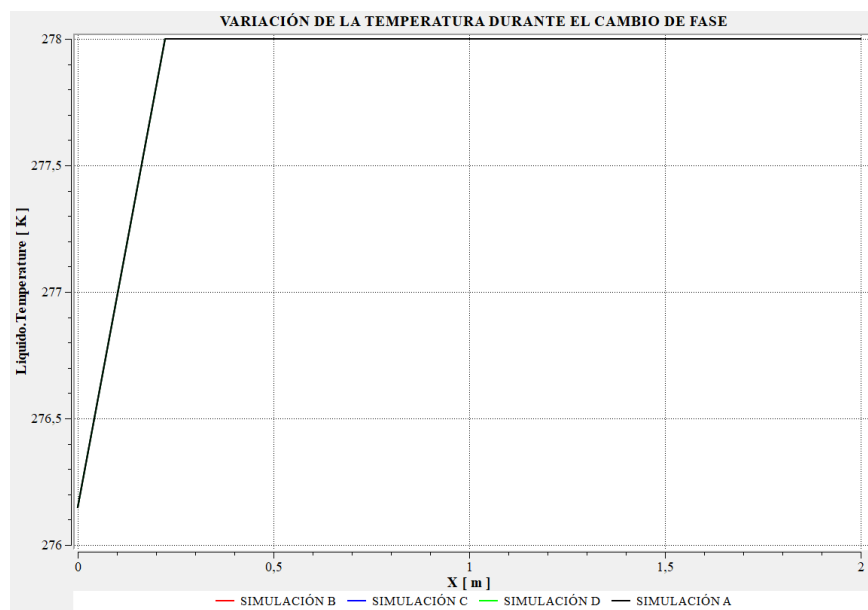


Figura 20. Variación de la temperatura durante el proceso de evaporación

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Una de las propiedades más importantes de los nanofluidos expuestas en el capítulo 2, es la conductividad térmica, la cual depende únicamente de la concentración volumétrica de nanopartículas. En la figura 21 se puede apreciar un diagrama de variación conforme va avanzando el proceso de evaporación, como resultado se puede observar que dicha propiedad a la entrada del intercambiador de calor es mayor que a la salida, esto se debe a que el refrigerante pasa de estado líquido a estado de vapor, además, se puede analizar la conductividad térmica por la adición de nanopartículas al fluido, como se puede apreciar en la gráfica a mayor fracción volumétrica de nanopartículas menor conductividad térmica, esto tiene correlación con la figura 15 la cual nos indica que a un 5 % de fracción volumétrica de nanopartículas se obtiene más calidad de vapor.

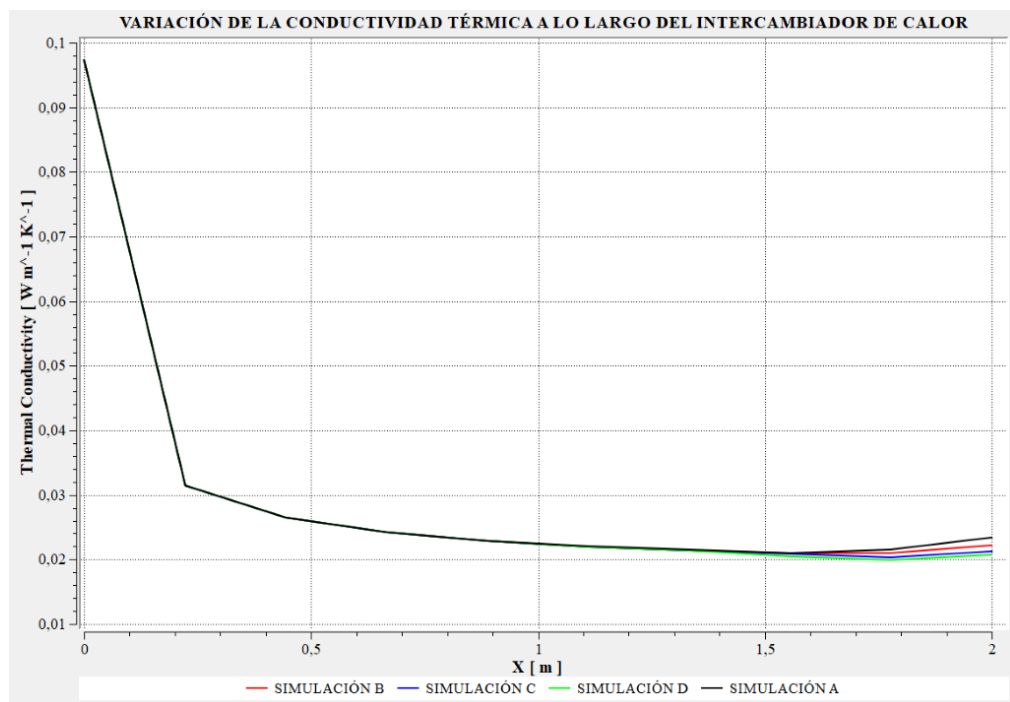


Figura 21. Variación de la conductividad térmica durante el cambio de fase

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

El efecto que causa la velocidad en las nanopartículas se puede observar en la figura 22, que representa como fluyen estas en el interior del intercambiador de calor tipo tubo recto.

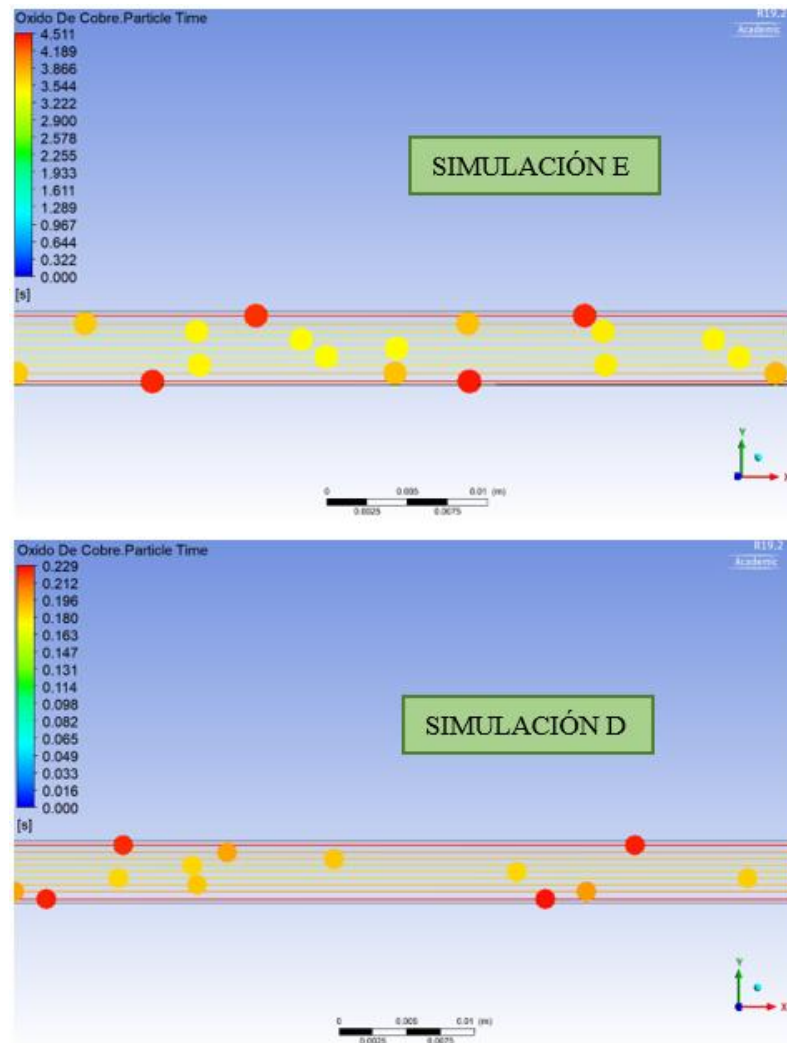


Figura 22. Contorno a la salida del tiempo de inyección de nanopartículas

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Un factor adicional para el incremento o disminución de la temperatura en las paredes del intercambiador de calor es el tiempo de la dispersión de nanopartículas, como se puede observar en la figura 22, para la simulación D todas las nanopartículas inyectadas tardarán 0.22 segundos en distribuirse a lo largo de todo el intercambiador de calor mientras que para la simulación E lo harán en 4.5 segundos, determinando así que a mayor tiempo de flujo de partículas en un área determinada la temperatura del fluido en las paredes decrece y a menor tiempo de flujo en la misma área la temperatura aumenta.

4.4. Comparación del coeficiente convectivo de transferencia de calor entre el análisis analítico y numérico.

Con el fin de obtener un análisis numérico y compararlo con el cálculo analítico, se ha obtenido una gráfica de la variación de la temperatura en la pared superior a lo largo del intercambiador de calor la cual se la puede ver en la figura 23. La variación de la fracción volumétrica de nanopartículas influye en las temperaturas obtenidas de la pared. Se realizaron las simulaciones A en la que solo se utiliza refrigerante R600a, B, C y D en las cuales se varía la fracción volumétrica en 1, 3 y 5 % respectivamente dando como resultado más apropiado la simulación C, ya que en esta se puede observar que la temperatura se mantiene estable a mayor distancia que en las demás simulaciones.

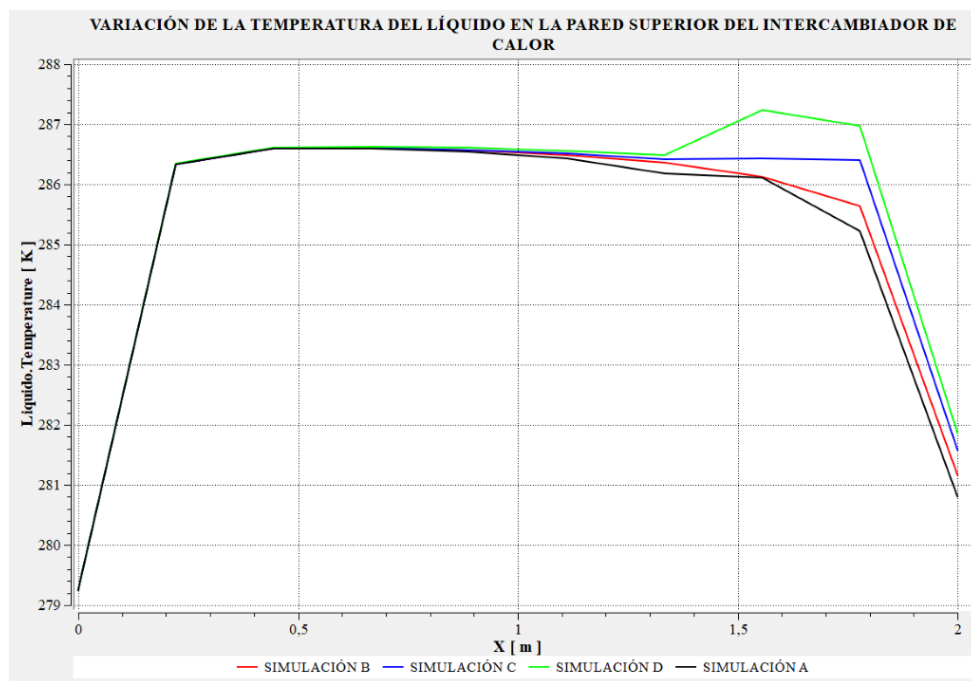


Figura 23. Variación de la temperatura a lo largo de la pared superior del intercambiador de calor

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Para realizar el análisis numérico del coeficiente convectivo de transferencia de calor del refrigerante puro y de la mezcla R600a/CuO variando la fracción volumétrica en 1, 3 y 5 %, y manteniendo como parámetro fijo la velocidad de entrada de 1,3 m/s, se realizó la gráfica de la variación del coeficiente convectivo a lo largo del intercambiador de calor, la misma se la puede observar en la figura 24 que se muestra a continuación.

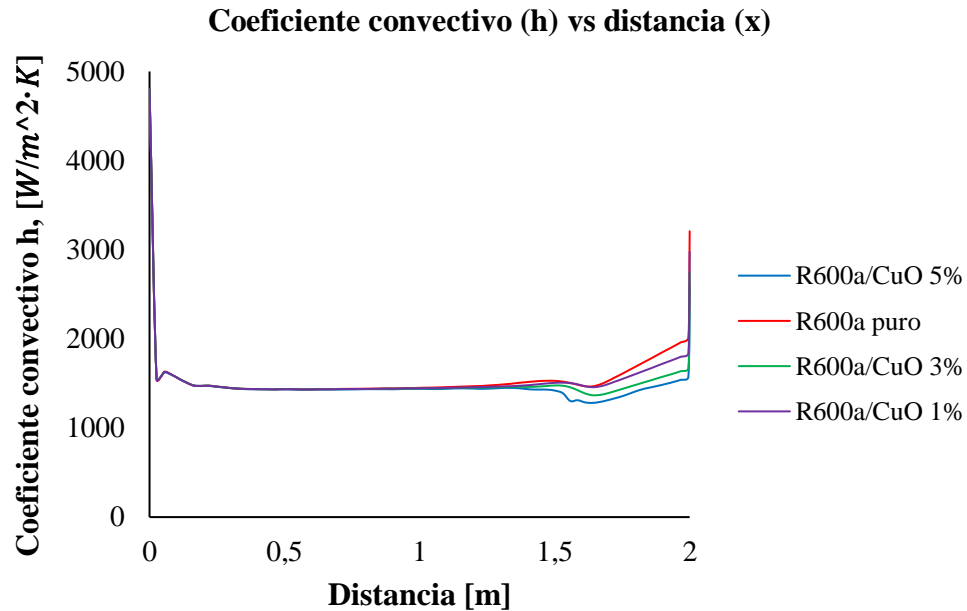


Figura 24. Variación del coeficiente convectivo a lo largo del intercambiador de calor

Elaborado por: Alex Caiza y Luis Caiza

Para el cálculo numérico del coeficiente convectivo de transferencia de calor se ha tomado la relación entre el flujo de calor aplicado y la diferencia de temperaturas de la pared y de saturación; cómo se puede observar en la gráfica el coeficiente convectivo disminuye a medida que se da el cambio de fase de líquido a vapor y también reduce con mayor facilidad al introducir en el intercambiador de calor una mayor cantidad de volumen de nanopartículas de CuO, además se puede apreciar que a la salida del intercambiador se produce un aumento del coeficiente esto se da por una variación de la temperatura a la salida del tubo.

Para realizar el respectivo análisis comparativo del coeficiente convectivo de transferencia de calor se utilizó la figura 6 y 24 en las que se realizó un análisis analítico y numérico a la entrada del intercambiador de calor respectivamente, en los cuales se pudo llegar a determinar que este coeficiente a la entrada es mucho mayor que a la salida del intercambiador de calor este fenómeno ocurrió en ambos casos.

4.5. Conclusiones de capítulo

- Como consecuencia de lo expuesto en el presente capítulo, se pudo determinar que el software CFD (dinámica de fluidos computacional) es una de las herramientas que permite realizar varios análisis de las diferentes propiedades termodinámicas

de un fluido de trabajo mediante la creación de simulaciones aplicando diferentes parámetros de funcionamiento.

- Se llegó a concluir que las propiedades termodinámicas del refrigerante R600a varían conforme se varíe la velocidad de entrada al intercambiador de calor y se introduzcan nanopartículas de CuO en diferentes fracciones volumétricas como del 1, 3 y 5 % que producen diferentes efectos en dichas propiedades.

CONCLUSIONES

- En el desarrollo analítico realizado se pudo corroborar que la variación de la fracción volumétrica de las nanopartículas beneficia a las propiedades termodinámicas del refrigerante, determinando que con una mezcla al 5 % en fracción volumétrica de nanopartículas existe un incremento de un 145.7 % del coeficiente convectivo de transferencia de calor con respecto al refrigerante puro con una velocidad de 1.3 m/s.
- Por medio de las simulaciones realizadas al R600a y al R600a/CuO con fracciones volumétricas de 1, 3 y 5 % y una velocidad de entrada de 1.3 m/s se determinó que la calidad de vapor a partir del R600a va incrementando en un 2 % conforme se va aumentando el flujo volumétrico de las nanopartículas de óxido de cobre (CuO).
- Se determinó que la variación de la velocidad a la entrada del intercambiador es un factor representativo en la variación de la temperatura con la aplicación de fracción volumétrica de nanopartículas de CuO, observándose que la temperatura incrementa al aplicar una velocidad menor a la recomendada como fue de 0.53 m/s y la temperatura disminuye al aumentar la velocidad en este caso a 1.3 m/s, obteniendo un incremento de la temperatura de 2.55 K.
- Por medio del análisis numérico en fluent de ANSYS se determinó que a mayor variación de fracción volumétrica el coeficiente convectivo disminuye en la fase de vapor, este fenómeno se da por el aumento de la calidad de vapor en los últimos 500 mm del intercambiador; a la salida de este para el R600a se obtiene un coeficiente convectivo de $3207.18 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ mientras que para el R600a/CuO al 5 % de fracción volumétrica de nanopartículas de CuO se tiene $2610.51 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ logrando determinar a partir de estos resultados una variación del 22.87 %.
- Mediante la realización de las simulaciones del proceso de evaporación con refrigerante R600a y con la variación de fracción volumétrica al 1, 3 y 5 % se llegó a concluir que, la temperatura del nanofluido aumenta hasta una distancia de 200 mm de 279.26 a 286.34 K además, la temperatura se mantiene estable desde los 300 hasta 1350 mm para una variación de fracción volumétrica de 1 y 5 % de nanopartículas, para una concentración del 3 % se mantiene estable hasta una distancia de 1602 mm, luego sufren una baja de temperatura hasta los 280.8 K siendo esta la temperatura de saturación del refrigerante a la salida del intercambiador de calor.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar las investigaciones para determinar cuál es el máximo y mínimo volumen de nanopartículas que se puede inyectar al fluido de trabajo y analizar qué es lo más recomendable, mayor o menor cantidad de fracción volumétrica en el interior del intercambiador de calor.
- Se debe analizar con más claridad la posibilidad de realizar una variación de la fracción volumétrica hasta del 3 % ya que en el estudio realizado anteriormente se puede observar que los resultados con esta fracción volumétrica son más estables en relación con las temperaturas en el interior del intercambiador de calor tipo tubo recto.
- Es indispensable realizar un análisis analítico y numérico, mediante los cuales se pueda hacer una correcta comparación de resultados y estudiar con más claridad las soluciones obtenidas en cada una de las simulaciones.
- Con el fin de obtener un mejor análisis de las propiedades en el proceso de evaporación se recomienda utilizar velocidades de entrada de 1.2 a 2.4 m/s ya que en este rango la calidad de vapor es mayor la cual ayudaría a la eficiencia de la transferencia de calor en el intercambiador y además, es primordial tener en cuenta que si la velocidad disminuye fuera de este rango sería algo ineficiente la adición de nanopartículas al proceso de evaporación.

REFERENCIAS

- [1] M. B. R. Rodríguez, J. L. M. Rodríguez, and O. M. C. Fonticiella, “Review sobre el diseño y la optimización de los Intercambiadores de Calor de Tubo y Coraza . Autores,” *VIII Conf. Científica Int. Ing. Mecánica*, no. November, 2014.
- [2] Z. H. Ayub, “Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 24, no. 5, pp. 3–16, 2003.
- [3] T. S. Khan, M. S. Khan, M. C. Chyu, and Z. H. Ayub, “Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 8–9, pp. 1058–1065, 2010.
- [4] D. Miller, R. E. Holtz, R. N. Koopman, T. J. Marciniak, and D. R. MacFarlane, *Plastic heat exchangers: a state of the art review*. 1979.
- [5] H. Arima, J. H. Kim, A. Okamoto, and Y. Ikegami, “Local boiling heat transfer characteristics of ammonia in a vertical plate evaporator,” *Int. J. Refrig.*, vol. 33, no. 2, pp. 359–370, 2009.
- [6] D. H. Han, K. J. Lee, and Y. H. Kim, “Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 10, pp. 1209–1225, 2003.
- [7] Y. Y. Hsieh, L. J. Chiang, and T. F. Lin, “Subcooled flow boiling heat transfer of R-134a and the associated bubble characteristics in a vertical plate heat exchanger,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, no. 9, pp. 1791–1806, 2002.
- [8] Y.-Y. Yan and T.-F. Lin, “Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger,” *J. Heat Transfer*, vol. 121, no. 1, p. 118, 2008.
- [9] Y. Y. Hsieh and T. F. Lin, “Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, no. 5, pp. 1033–1044, 2002.

- [10] Y. Hsieh and T. F. Lin, "Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410a flow in a vertical plate heat exchanger," *J. Heat Transfer*, vol. 125, no. 5, pp. 582–857, 2003.
- [11] J. Huang, T. J. Sheer, and M. Bailey-Mcewan, "Heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger refrigerant evaporators," *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 2, pp. 325–335, 2012.
- [12] G. A. Longo, S. Mancin, G. Righetti, and C. Zilio, "A new model for refrigerant boiling inside brazed plate heat exchangers (BPHEs)," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 91, pp. 144–149, 2015.
- [13] E. Lee, H. Kang, and Y. Kim, "Flow boiling heat transfer and pressure drop of water in a plate heat exchanger with corrugated channels at low mass flux conditions," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 77, pp. 37–45, 2014.
- [14] Z. H. Ayub, T. S. Khan, S. Salam, K. Nawaz, A. H. Ayub, and M. S. Khan, "Literature survey and a universal evaporation correlation for plate type heat exchangers," *Int. J. Refrig.*, 2018.
- [15] M. Fatouh and M. El Kafafy, "Assessment of propane/commercial butane mixtures as possible alternatives to R134a in domestic refrigerators," *Energy Convers. Manag.*, vol. 47, no. 15–16, pp. 2644–2658, 2006.
- [16] D. Jung, C. B. Kim, K. Song, and B. Park, "Testing of propane/isobutane mixture in domestic refrigerators," *Int. J. Refrig.*, vol. 23, no. 7, pp. 517–527, 2000.
- [17] B. A. Akash and S. A. Said, "Assessment of LPG as a possible alternative to R-12 in domestic refrigerators," *Energy Convers. Manag.*, vol. 44, no. 3, pp. 381–388, 2003.
- [18] Y. S. Lee and C. C. Su, "Experimental studies of isobutane (R600a) as the refrigerant in domestic refrigeration system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 22, no. 5, pp. 507–519, 2002.
- [19] J. A. Choi, S.U.S.; Eastman, "Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles," in *36 materials science; heat transfer fluids; thermal conductivity; copper; friction; pressure drop; reynolds number; suspensions*, 1995.

- [20] and W. J. Wang, Kai-jian, Guo-lian Ding, “Development of nanorefrigerant and its rudiment property,” in *8th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, Chengdu, China: China Aerodynamics Research Society*, 2005.
- [21] H. Q. Wang, R. X., Hao, B., Xie, G. Z., & Li, “A refrigerating system using HFC134a and mineral lubricant appended with n-TiO₂ (R) as working fluids,” in *4th.; International Symposium, Heating, ventilating and air conditioning; ISHVAC 2003; 2003; Beijing*, 2003, pp. 888–892.
- [22] R. Chein and J. Chuang, “Experimental microchannel heat sink performance studies using nanofluids,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 46, no. 1, pp. 57–66, 2007.
- [23] J. Lee and I. Mudawar, “Assessment of the effectiveness of nanofluids for single-phase and two-phase heat transfer in micro-channels,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no. 3–4, pp. 452–463, 2007.
- [24] H. Peng, G. Ding, W. Jiang, H. Hu, and Y. Gao, “Measurement and correlation of frictional pressure drop of refrigerant-based nanofluid flow boiling inside a horizontal smooth tube,” *Int. J. Refrig.*, vol. 32, no. 7, pp. 1756–1764, 2009.
- [25] M. Darzi, M. K. Sadoughi, and M. Sheikholeslami, “Condensation of nano-refrigerant inside a horizontal tube,” *Phys. B Condens. Matter*, vol. 537, no. February, pp. 33–39, 2018.
- [26] M. A. Akhavan-Behabadi, M. K. Sadoughi, M. Darzi, and M. Fakoor-Pakdaman, “Experimental study on heat transfer characteristics of R600a/POE/CuO nano-refrigerant flow condensation,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 66, pp. 46–52, 2015.
- [27] S. Kakac, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij, *Heat exchanger selection and design*. 2013.
- [28] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition*, vol. 20135140. 2013.
- [29] U. P. Azcapotzalco, “T e s i s.”
- [30] P. fernando Carreño Barrera and C. M. Jadán Lucero, “Estudio del comportamiento termodinamico del refrigerante R-134a modificando su composicion quimica,” *Universidad Politécnica Salesiana*, 2013.

- [31] R. Ciconkov, "Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions," *Int. J. Refrig.*, vol. 86, pp. 441–448, 2018.
- [32] J. M. Calm, "La próxima generación de refrigerantes," *Refrig. Creat. Futur.*, 2009.
- [33] I. Dincer, *Refrigerants*, vol. 2–5. Elsevier Ltd., 2018.
- [34] J. M. Calm, "The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook," *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 7, pp. 1123–1133, 2008.
- [35] A. Kasaeian, S. M. Hosseini, M. Sheikhpour, O. Mahian, W. M. Yan, and S. Wongwises, "Applications of eco-friendly refrigerants and nanorefrigerants: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 96, no. August, pp. 91–99, 2018.
- [36] J. P. Plazas, "Los refrigerantes y el medio ambiente," *Univ. Politècnica Catalunya*, pp. 1–139, 2012.
- [37] P. A. Newman, "The way forward for Montreal Protocol science," *Comptes Rendus - Geosci.*, vol. 350, no. 7, pp. 442–447, 2018.
- [38] C. A. C. Heredia, "Universidad del Azuay Facultad de Ciencia y Tecnología," 2013.
- [39] N. Abas, A. R. Kalair, N. Khan, A. Haider, Z. Saleem, and M. S. Saleem, "Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 90, no. February, pp. 557–569, 2018.
- [40] S. Benhadid-Dib and A. Benzaoui, "Refrigerants and their environmental impact substitution of hydro chlorofluorocarbon HCFC and HFC hydro fluorocarbon. Search for an adequate refrigerant," *Energy Procedia*, vol. 18, pp. 807–816, 2012.
- [41] N. Jara and C. A. Isaza, "Análisis comparativo de sistemas de refrigeración doméstica utilizando refrigerantes R600a y R134a," no. August, 2015.
- [42] A. Thomas, A. Ramírez, and A. Zehe, "Nanociencia et Moletrónica," *Internet Electron. J.*, vol. 8, pp. 1489–1508, 2010.
- [43] J. Turkevich, P. C. Stevenson, and J. Hillier, "A study of the nucleation and growth processes in the synthesis of colloidal gold," *Discuss. Faraday Soc.*, vol. 11, pp. 55–75, 1951.

- [44] C. E. W. Gutiérrez, “Las NANOPARTÍCULAS : pequeñas estructuras con gran potencial ¿Por qué el interés en estos materiales? ¿Qué aplicaciones tienen?,” *Contacto Nucl.*, pp. 24–29, 2005.
- [45] E. Borovitskaya and M. S. Shur, “Low Dimensional Systems,” *Int. J. High Speed Electron. Syst.*, vol. 12, no. August, pp. 1–14, 2002.
- [46] CHARLES Q. CHOI, “Nano World: Top 10 for developing world,” *UPI Science News*, 2005. [Online]. Available: <https://www.upi.com/Nano-World-Top-10-for-developing-world/81591113827400/>.
- [47] A. Elements, “Copper Oxide Nanoparticles / Nanopowder,” *American Elements*, 2018. [Online]. Available: <https://www.americanelements.com/copper-oxide-nanoparticles-nanopowder-1317-38-0>.
- [48] AZoNano, “Copper Oxide (CuO) Nanoparticles - Properties , Applications,” *AZONANO*, pp. 1–3, 2013.
- [49] A. Bhattad, J. Sarkar, and P. Ghosh, “Improving the performance of refrigeration systems by using nanofluids: A comprehensive review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 82, no. August 2016, pp. 3656–3669, 2018.
- [50] F. S. Javadi and R. Saidur, “Energetic, economic and environmental impacts of using nanorefrigerant in domestic refrigerators in Malaysia,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 73, pp. 335–339, 2013.
- [51] S. U. S. Choi and J. A. Choi S.U.S.; Eastman, “Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles,” *Proc. 1995 ASME Int. Mech. Eng. Congr. Expo.*, vol. 66, no. March, pp. 99–105, 1995.
- [52] A. A. M. Redhwan, W. H. Azmi, M. Z. Sharif, and R. Mamat, “Development of nanorefrigerants for various types of refrigerant based: A comprehensive review on performance,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 76, pp. 285–293, 2016.
- [53] A. Celen, A. Çebi, M. Aktas, O. Mahian, A. S. Dalkilic, and S. Wongwises, “A review of nanorefrigerants: Flow characteristics and applications,” *Int. J. Refrig.*, vol. 44, pp. 125–140, 2014.

- [54] Y. H. Diao, C. Z. Li, J. Zhang, Y. H. Zhao, and Y. M. Kang, "Experimental investigation of MWCNT–water nanofluids flow and convective heat transfer characteristics in multiport minichannels with smooth/micro-fin surface," *Powder Technol.*, vol. 305, pp. 206–216, 2017.
- [55] S. Tazarv, M. Saffar-Avval, F. Khalvati, E. Mirzaee, and Z. Mansoori, "Experimental investigation of saturated flow boiling heat transfer to TiO₂/R141b nanorefrigerant," *Exp. Heat Transf.*, vol. 29, no. 2, pp. 188–204, 2016.
- [56] O. A. Alawi and N. A. C. Sidik, "The effect of temperature and particles concentration on the determination of thermo and physical properties of SWCNT-nanorefrigerant," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 67, pp. 8–13, 2015.
- [57] N. Sezer, M. A. Atieh, and M. Koc, "A comprehensive review on synthesis, stability, thermophysical properties, and characterization of nanofluids," *Powder Technol.*, p. #pagerange#, 2018.
- [58] J. A. Eastman, S. U. S. Choi, S. Li, W. Yu, and L. J. Thompson, "Anomalous increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles," *Appl. Phys. Lett.*, vol. 78, no. 6, pp. 718–720, 2001.
- [59] H. T. Zhu, Y. S. Lin, and Y. S. Yin, "A novel one-step chemical method for preparation of copper nanofluids," *J. Colloid Interface Sci.*, vol. 277, no. 1, pp. 100–103, 2004.
- [60] X. Q. Wang and A. S. Mujumdar, "Heat transfer characteristics of nanofluids: a review," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 46, no. 1, pp. 1–19, 2007.
- [61] R. F. Arrendale, J. T. Stewart, and R. M. Martin, "Effects of the pre-column in automated on-column injection capillary gas chromatography," *J. Chromatogr. A*, vol. 518, no. C, pp. 307–318, 1990.
- [62] P. Keblinski, J. A. Eastman, and D. G. Cahill, "Nanofluids for thermal transport," *Mater. Today*, vol. 8, no. 6, pp. 36–44, 2005.
- [63] E. K. Goharshadi, S. Samiee, and P. Nancarrow, "Fabrication of cerium oxide nanoparticles: Characterization and optical properties," *J. Colloid Interface*

- Sci.*, vol. 356, no. 2, pp. 473–480, 2011.
- [64] E. K. Goharshadi, S. H. Sajjadi, R. Mehrkhah, and P. Nancarrow, “Sonochemical synthesis and measurement of optical properties of zinc sulfide quantum dots,” *Chem. Eng. J.*, vol. 209, pp. 113–117, 2012.
 - [65] M. Yazdanbakhsh, I. Khosravi, E. K. Goharshadi, and A. Youssefi, “Fabrication of nanospinel ZnCr₂O₄ using sol-gel method and its application on removal of azo dye from aqueous solution,” *J. Hazard. Mater.*, vol. 184, no. 1–3, pp. 684–689, 2010.
 - [66] S. A. C. Urrutia, “Evaporación mecánica de salmueras de litio,” Universidad Andrés Bello, 2017.
 - [67] José Alberto Franco, “Diseño de un simulador por computadora de procesos de evaporación en una línea de evaporadores de múltiple efecto,” 2006.
 - [68] T. Dalglish *et al.*, “Procesos de transporte y operaciones unitarias,” *J. Exp. Psychol. Gen.*, vol. 136, no. 1, pp. 23–42, 2007.
 - [69] Garzon. I, “Análisis de la funcionalidad de los sistemas de tratamiento de lixiviados provenientes de vertederos mediante evaporación natural, para los municipios de Ecuador,” Universidad de Santiago de Chile, pp. 20, 2013.
 - [70] F. Bozinovic, M. Rosenmann, and G. Ruiz, “Transferencia de calor, convección y gradiente altitudinal,” *Arch. Biol. Med. Exp.*, vol. 20, pp. 85–88, 1987.
 - [71] Y. Koizumi, M. Monde, and Y. Takata, “Outline of Boiling Phenomena and Heat Transfer Characteristics,” *Boil. Res. Adv.*, pp. 1–11, 2017.
 - [72] R. Sánchez, “Cambio de Fase,” no. March, p. 87, 2015.
 - [73] J. R. T. Ohn G. Collier, *Convective Boiling and Condensation*, Third. New York: Oxford Science Publications, 1994.
 - [74] A. Yadav and S. Roy, “Axial and radial void fraction measurements in convective boiling flows,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 157, pp. 127–137, 2017.
 - [75] Y. A. Cengel and A. J. Ghajar, *Transferencia de calor y masa*. 2001.
 - [76] O. Mahian *et al.*, “Recent advances in modeling and simulation of nanofluid flows-part I: fundamental and theory,” *Phys*, 2018.

- [77] M. Gupta, V. Singh, R. Kumar, and Z. Said, "A review on thermophysical properties of nanofluids and heat transfer applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 74, no. February, pp. 638–670, 2017.
- [78] M. M. P. ↑ M.J. Pastoriza-Gallego, L. Lugo, D. Cabaleiro, J.L. Legido, "Thermophysical profile of ethylene glycol-based ZnO nanofluids," *J. Chem. Thermodyn.*, vol. 73, pp. 23–30, 2014.
- [79] G. Paul, T. Pal, and I. Manna, "Thermo-physical propefile: measurement of nano-gold dispersed water based nanofluids prepared by chemical precipitation technique," *J. Colloid Interface Sci.*, vol. 349, no. 1, pp. 434–437, 2010.
- [80] H. Xie, J. Wang, T. Xi, and Y. Liu, "Thermal conductivity of suspensions containing nanosized SiC particles," *Int. J. Thermophys.*, vol. 23, no. 2, pp. 571–580, 2002.
- [81] S. M. S. Murshed, K. C. Leong, and C. Yang, "Investigations of thermal conductivity and viscosity of nanofluids," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 47, no. 5, pp. 560–568, 2008.
- [82] H. Li, L. Wang, Y. He, Y. Hu, J. Zhu, and B. Jiang, "Experimental investigation of thermal conductivity and viscosity of ethylene glycol based ZnO nanofluids," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 88, pp. 363–368, 2014.
- [83] A. Ghadimi, R. Saidur, and H. S. C. Metselaar, "A review of nanofluid stability properties and characterization in stationary conditions," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 17–18, pp. 4051–4068, 2011.
- [84] L. Syam Sundar, M. K. Singh, and A. C. M. Sousa, "Investigation of thermal conductivity and viscosity of Fe₃O₄ nanofluid for heat transfer applications," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 44, pp. 7–14, 2013.
- [85] M. Abareshi, S. H. Sajjadi, S. M. Zebarjad, and E. K. Goharshadi, "Fabrication, characterization, and measurement of viscosity of α -Fe₂O₃-glycerol nanofluids," *J. Mol. Liq.*, vol. 163, no. 1, pp. 27–32, 2011.
- [86] C. T. Nguyen *et al.*, "Viscosity data for Al₂O₃–water nanofluid—hysteresis: is heat transfer enhancement using nanofluids reliable?," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 47, no. 2, pp. 103–111, 2007.

- [87] S. Halelfadl, P. Estellé, B. Aladag, N. Doner, and T. Maré, “Viscosity of carbon nanotubes water-based nanofluids: Influence of concentration and temperature,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 71, pp. 111–117, 2013.
- [88] Y. R. Benito, J. A. R. Parise, A. A. Ubices de Moraes, J. B. Mena, and G. Ribatski, “Extrapolation of Al₂O₃–water nanofluid viscosity for temperatures and volume concentrations beyond the range of validity of existing correlations,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 51, no. 1–2, pp. 1092–1097, 2012.
- [89] M. J. Pastoriza-Gallego, C. Casanova, R. Páramo, B. Barbs, J. L. Legido, and M. M. Piñeiro, “A study on stability and thermophysical properties (density and viscosity) of Al₂ O₃ in water nanofluid,” *J. Appl. Phys.*, vol. 106, no. 6, 2009.
- [90] K. Khanafer and K. Vafai, “A critical synthesis of thermophysical characteristics of nanofluids,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 19–20, pp. 4410–4428, 2011.
- [91] M. Saeedinia, M. A. Akhavan-Behabadi, and P. Razi, “Thermal and rheological characteristics of CuO-Base oil nanofluid flow inside a circular tube,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 39, no. 1, pp. 152–159, 2012.
- [92] P. Estellé, D. Cabaleiro, G. Żyła, L. Lugo, and S. M. S. Murshed, “Current trends in surface tension and wetting behavior of nanofluids,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 94, no. November 2017, pp. 931–944, 2018.
- [93] N. Ahammed, L. G. Asirvatham, and S. Wongwises, “Effect of volume concentration and temperature on viscosity and surface tension of graphene-water nanofluid for heat transfer applications,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 123, no. 2, pp. 1399–1409, 2016.
- [94] ANSYS Inc., “Computational Fluids Dynamics.” 2017.
- [95] A. CFX, “ANSYS CFX Release Notes for 17.0.” 2017.
- [96] A.-S. J. Andrade, Laura- Mejía, “Diseño de una cámara frigorífica para la preservación de carne de res en la ciudad de Puebla, Puebla,” 2008.
- [97] D. Bravo, “Modelo matemático de un tubo intercambiador de calor,” no. October, 2015.

- [98] E. Sevinchan, I. Dincer, and H. Lang, "Investigation of heat transfer performance of various insulating materials for robots," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 131, pp. 907–919, 2019.
- [99] S. Y. Tan, J. Liu, and W. Q. Lu, "Numerical investigation on natural convection heat transfer of the annular structure in heat exchangers and solenoids," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 150, no. October 2018, pp. 674–685, 2019.
- [100] Y. A. Cengel and A. J. Ghajar, *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones*, Mc Graw Hi. México, D.F., 2011.
- [101] J. E. R. Chaupis, "Análisis térmico e hidrodinámico del flujo de nanofluidos con propiedades termofísicas modificadas fluyendo a través de una tubería recta y su efecto sobre la transferencia de calor," 2013.
- [102] B. E. Rapp and B. E. Rapp, "Fluids," *Microfluid. Model. Mech. Math.*, pp. 243–263, Jan. 2017.
- [103] J. Ardila, D. Hincapié, and J. Casas, "Numerical models validation to correlations development for heat exchangers," *Actas Ing.*, vol. 1, pp. 164–168, 2015.
- [104] J. Ardila and D. Hincapie, "Spiral Tube Heat Exchanger," *UIS Ing.*, no. 2, pp. 1–2, 2012.
- [105] L. Qiang and X. Yimin, "Convective heat transfer and flow characteristics of Cu-nanofluid," *Sci. China (Series E)*, vol. 45, no. 4, p. 9, 2002.
- [106] Y. Xuan and W. Roetzel, "Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 19, pp. 3701–3707, 2000.
- [107] G. Poinern, S. Brundavanam, C. Fung, D. Fawcett, and W. Chamsa-ard, *Nanofluid Types, Their Synthesis, Properties and Incorporation in Direct Solar Thermal Collectors: A Review*, vol. 7, no. 6. 2017.
- [108] J. E. R. Chaupis, "Análisis térmico e hidrodinámico del flujo de nanofluidos con propiedades termofísicas modificadas fluyendo a través de una tubería recta y su efecto sobre la transferencia de calor," Universidad Nacional de Ingeniería Facultad de Ingeniería Mecánica, 2013.

- [109] A. Einstein, “Eine neue Bestimmung der Moleküldimensionen,” *Ann. Phys.*, vol. 324, no. 2, pp. 289–306, 1906.
- [110] H. Bruijin, “The viscosity of suspensions of spherical particles,” *Recl. des Trav. Chim. des PaysBas*, vol. 61, pp. 863–887, 1942.
- [111] V. Vand, “Viscosity of solutions and suspensions. I: Theory,” *J. Phys. Colloid Chem.*, vol. 52, no. 2, pp. 277–299, 1948.
- [112] H. C. Brinkman, “The viscosity of concentrated suspensions and solutions,” *J. Chem. Phys.*, vol. 20, no. 4, p. 571, 1952.
- [113] G. K. Batchelor, “The effect of Brownian motion on the bulk stress in a suspension of spherical particles,” *J. Fluid Mech.*, vol. 83, pp. 97–117, 1977.
- [114] J. Chevalier, O. Tillement, and F. Ayela, “Rheological properties of nanofluids flowing through microchannels,” *Appl. Phys. Lett.*, vol. 91, no. 23, pp. 1–4, 2007.
- [115] D. Saini and G. Das Agarwal, “Thermo-Physical Properties of Nano Fluids- A Review,” *Int. J. Adv. Eng. Sci. Technol.*, vol. 5, no. 1, pp. 39–45, 2016.
- [116] V. Y. Rudyak and A. V. Minakov, “Thermophysical properties of nanofluids,” *Eur. Phys. J. E*, vol. 41, no. 1, pp. 1–12, 2018.
- [117] M. S. Dehaj and M. Z. Mohiabadi, “Experimental investigation of heat pipe solar collector using MgO nanofluids,” *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 191, no. November 2018, pp. 91–99, 2019.
- [118] B. X. Wang, L. P. Zhou, X. F. Peng, X. Z. Du, and Y. P. Yang, “On the specific heat capacity of CuO nanofluid,” *Adv. Mech. Eng.*, vol. 2010, 2010.
- [119] R. L. Mott, *Mecanica de Fluidos*, Sexta edic., vol. 6. Mexico, 2006.
- [120] W. McCabe, J. Smith, and P. Harriott, *Operaciones unitarias en Ingeniería Química*. 1991.
- [121] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Séptima. 2011.
- [122] J. Buongiorno *et al.*, “A benchmark study on the thermal conductivity of nanofluids,” *J. Appl. Phys.*, vol. 106, no. 9, 2009.

- [123] M. Corcione, “Empirical correlating equations for predicting the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of nanofluids,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 1, pp. 789–793, 2011.
- [124] R. S. Vajjha, D. K. Das, and B. M. Mahagaonkar, “Density measurement of different nanofluids and their comparison with theory,” *Pet. Sci. Technol.*, vol. 27, no. 6, pp. 612–624, 2009.
- [125] S. Kakaç and A. Pramuanjaroenkij, “Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, no. 13–14, pp. 3187–3196, 2009.
- [126] ANSYS Inc., “Fluent User’s Guide.” 2019.
- [127] S. A. Morsi and A. J. Alexander, “An investigation of particle trajectories in two-phase flow systems,” *J. Fluid Mech.*, vol. 55, no. 2, pp. 193–208, 1972.
- [128] W. E. Ranz and W. R. Marshall, “Evaporation from Drops, Part I,” *Chem. Eng. Prog.*, vol. 48, no. 3, pp. 141–146, 1952.
- [129] W. E. Ranz and W. R. Marshall, “Evaporation from Drops, Part II,” *Chem. Eng. Prog.*, vol. 48, no. 4, pp. 173–180, 1952.
- [130] M. Akbari, N. Galanis, and A. Behzadmehr, “Comparative analysis of single and two-phase models for CFD studies of nanofluid heat transfer,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 50, no. 8, pp. 1343–1354, 2011.
- [131] B. Fani, A. Abbassi, and M. Kalteh, “Effect of nanoparticles size on thermal performance of nanofluid in a trapezoidal microchannel-heat-sink,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 45, pp. 155–161, 2013.
- [132] S. M. Vanaki, P. Ganesan, and H. A. Mohammed, “Numerical study of convective heat transfer of nanofluids: A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 54, pp. 1212–1239, 2016.
- [133] M. Kalteh, A. Abbassi, M. Saffar-Avval, and J. Harting, “Eulerian-Eulerian two-phase numerical simulation of nanofluid laminar forced convection in a microchannel,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 32, no. 1, pp. 107–116, 2011.
- [134] W. H. Lee, “A Pressure Iteration Scheme for Two-Phase Modeling,” Los Alamos, New Mexico, 1979.

- [135] F. R. Menter, “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications,” *AIAA J.*, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, 1994.
- [136] R. Eymard, E. Normale, and U. De Provence, “Finite Volume Methods Thierry Gallou \sim t,” *Computing*, vol. VII, no. Part 3, 2000.

ANEXOS

Tamaño nominal (pulg)	Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior			Flujo de área	
	(pulg)	(mm)	(pulg)	(mm)	(pulg)	(pies)	(mm)	(pies ²)	(m ²)
1/8	0.250	6.35	0.035	0.889	0.180	0.0150	4.572	1.767×10^{-4}	1.642×10^{-5}
1/4	0.375	9.53	0.049	1.245	0.277	0.0231	7.036	4.185×10^{-4}	3.888×10^{-5}
3/8	0.500	12.70	0.049	1.245	0.402	0.0335	10.21	8.814×10^{-4}	8.189×10^{-5}
1/2	0.625	15.88	0.049	1.245	0.527	0.0439	13.39	1.515×10^{-3}	1.407×10^{-4}
5/8	0.750	19.05	0.049	1.245	0.652	0.0543	16.56	2.319×10^{-3}	2.154×10^{-4}
3/4	0.875	22.23	0.065	1.651	0.745	0.0621	18.92	3.027×10^{-3}	2.812×10^{-4}
1	1.125	28.58	0.065	1.651	0.995	0.0829	25.27	5.400×10^{-3}	5.017×10^{-4}
1 1/4	1.375	34.93	0.065	1.651	1.245	0.1037	31.62	8.454×10^{-3}	7.854×10^{-4}
1 1/2	1.625	41.28	0.072	1.829	1.481	0.1234	37.62	1.196×10^{-2}	1.111×10^{-3}
2	2.125	53.98	0.083	2.108	1.959	0.1632	49.76	2.093×10^{-2}	1.945×10^{-3}
2 1/2	2.625	66.68	0.095	2.413	2.435	0.2029	61.85	3.234×10^{-2}	3.004×10^{-3}
3	3.125	79.38	0.109	2.769	2.907	0.2423	73.84	4.609×10^{-2}	4.282×10^{-3}
3 1/2	3.625	92.08	0.120	3.048	3.385	0.2821	85.98	6.249×10^{-2}	5.806×10^{-3}
4	4.125	104.8	0.134	3.404	3.857	0.3214	97.97	8.114×10^{-2}	7.538×10^{-3}
5	5.125	130.2	0.160	4.064	4.805	0.4004	122.0	1.259×10^{-1}	1.170×10^{-2}
6	6.125	155.6	0.192	4.877	5.741	0.4784	145.8	1.798×10^{-1}	1.670×10^{-2}
8	8.125	206.4	0.271	6.883	7.583	0.6319	192.6	3.136×10^{-1}	2.914×10^{-2}
10	10.125	257.2	0.338	8.585	9.449	0.7874	240.0	4.870×10^{-1}	4.524×10^{-2}
12	12.125	308.0	0.405	10.287	11.315	0.9429	287.4	6.983×10^{-1}	6.487×10^{-2}

Anexo 1. Dimensiones de tubos de cobre tipo K [119]